

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ МІСЬКОГО
ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА**

**УКРАЇНСЬКА НАФТОГАЗОВА АКАДЕМІЯ
ІНСТИТУТ ТРАНСПОРТУ ГАЗУ ПАТ «УКРТРАНСГАЗ»**

Б. С. Ільченко, В. А. Маляренко, Ю. В. Пономарьов, С. Б. Фіш

**ДІАГНОСТУВАННЯ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ
В АСК ТП ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ**

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

**Харків
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова
2019**

Автори:

Ільченко Борис Самуїлович, професор кафедри експлуатації газових і теплових систем ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, доктор технічних наук, професор, академік Української нафтогазової академії;

Маляренко Віталій Андрійович, професор кафедри систем електропостачання та електроспоживання міст ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, заслужений діяч науки і техніки України, доктор технічних наук, професор;

Пономарьов Юрій Володимирович, заступник директора з наукової роботи філії НДІ транспорту газу АТ «Укртрансгаз», кандидат технічних наук, доцент, академік Української нафтогазової академії;

Фіш Світлана Борисівна, провідний фахівець з автоматизованих систем керування газотранспортних систем, експерт

Рецензенти:

Шубенко Олександр Леонідович, доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, завідувач відділом ІПМАШ НАН України;

Єфімов Олександр В'ячеславович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедрою Парогенераторобудування НТУ «Харківський політехнічний інститут»

*Рекомендовано до видання Вченою радою ХНУМГ ім. О. М. Бекетова,
протокол № 5 від 30 листопада 2018 р.*

*Рекомендовано до видання науково-технічною радою
філії НДІ транспорту газу АТ «Укртрансгаз», протокол № 2 від 27 вересня 2018 р.*

Діагностування газоперекачувальних агрегатів в АСК ТП газотранспортної системи : навч. посібник / Б. С. Ільченко, В. А. Маляренко, Ю. В. Пономарьов, С. Б. Фіш ; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова [та ін.]. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2019. – 163 с.

ISBN 978-966-695-480-3

У навчальному посібнику розглянуто термодинамічні й аеродинамічні основи розрахунку відцентрових нагнітачів ГПА. Сформульовані системні принципи, на основі яких побудовані методи і моделі діагностування ГПА залежно від повноти і достовірності оперативної вхідної інформації.

Представлено опис комплексної АСК ГТС (функції, інформаційні потоки, технічні засоби). Наведено опис підсистеми діагностування ГПА на різних рівнях керування ГТС.

Призначений для студентів ВНЗ як посібник при вивченні дисциплін «Гідравлічні і аеродинамічні машини», «АСУ ТП систем газопостачання», «Обладнання КС ГТС»), а також науковим і інженерним фахівцям газової промисловості.

УДК 621.6-049.7:681.5(075.8)

© Б. С. Ільченко, В. А. Маляренко,
Ю. В. Пономарьов, С. Б. Фіш, 2019
© ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2019

ISBN 978-966-695-480-3

ЗМІСТ

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ	5
ВСТУП.....	8
1 ТЕРМОДИНАМІЧНІ Й АЕРОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ВІДЦЕНТРОВИХ НАГНІТАЧІВ.....	10
1.1 Основні термодинамічні рівняння й залежності стиснення і переміщення середовища.....	10
1.1.1 Основні термодинамічні рівняння.....	11
1.1.2 Розрахунок роботи стиснення і переміщення середовища	22
1.1.3 Коефіцієнт корисної дії компресора.....	27
1.2 Аеродинамічні основи розрахунку відцентрових компресорів.....	29
1.2.1 Основні рівняння течії газу.....	29
1.2.2 Рух газу в каналах проточної частини компресорів	36
Питання для самоперевірки.....	48
2 МЕТОДИ І МОДЕЛІ ДІАГНОСТИКИ ФУНКЦІОНАЛЬНО- ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ.....	49
2.1 Системні принципи синтезу методів та моделей діагностики функціонально-технічного стану газоперекачувальних агрегатів	49
2.2 Вибір оцінок функціонально-технічного стану ГПА.....	52
2.3 Критеріальний аналіз та умови синтезу методів та моделей діагностики функціонально-технічного стану ГПА.....	58
2.4 Метод узагальнених нормованих дефектів проточної частини ВЦН.....	69
2.4.1 Діагностування ФТС ВЦН за одиничним вектором вимірювань..	72
2.4.2 Діагностування ФТС ВЦН за серією вимірювань.....	75
2.5 Метод узагальнених нормованих дефектів проточної частини ВЦН у разі неповної та неточної інформації.....	78
2.6 Метод діагностики ФТС ВЦН на основі газодинамічної моделі проточної частини	87
2.7 Вплив зносу проточної частини на характеристики ВЦН.....	106
Питання для самоперевірки	119
3 СТРУКТУРА ТА СКЛАД КОМПЛЕКСНОЇ АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ.....	120
3.1 Основні технічні вимоги до системи.....	120
3.2 Принципи побудови та основні концептуальні положення автоматизованих систем керування газотранспортної системи	125
3.3 Опис функціональної структури автоматизованої системи керування та регулювання компресорних станцій.....	131

3.3.1 Система автоматизованого регулювання режиму компресорного цеху	135
3.3.2 Оптимізація технічних режимів роботи компресорного цеху, компресорної станції	136
3.4 Автоматизована система діагностики ФТС газоперекачувального обладнання газотранспортної системи	138
3.4.1 Моніторинг ФТС ГПА газотранспортної системи	138
3.4.2 Підсистема діагностики ФТС ГПА у складі САК КС	140
3.4.3 Підсистема діагностики ФТС ГПА у складі САК УМГ і центрального апарату керування газотранспортної системи.....	142
3.4.4 Електронний атлас фактичних характеристик парку ВЦН ГПА газотранспортної системи.....	145
Питання для самоперевірки.....	155
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	157

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ

АСУ ТП	– автоматизована система управління технологічним процесом;
АСК	– автоматизована система керування;
БД	– база даних;
ВЦН	– відцентровий нагнітач;
ГВС	– газовимірювальна станція;
ГПА	– газоперекачувальний агрегат;
ГТС	– газотранспортна система;
ГТУ	– газотурбінна установка;
ГТД	– газотурбінний двигун;
КВТ	– компресор високого тиску;
ККД	– коефіцієнт корисної дії;
КНД	– компресор низького тиску;
КС	– компресорна станція;
КТС	– коефіцієнт технічного стану;
КЦ	– компресорний цех;
ЛВУ	– лінійно-виробниче управління;
ОК	– осьовий компресор;
САК	– система автоматизованого керування;
СТ	– силова турбіна;
ТВТ	– турбіна високого тиску;
ТНТ	– турбіна низького тиску;
УМГ	– управління магістральних газопроводів;
ФТС	– функціонально-технічний стан.

Умовні позначення параметрів, од. вим.

Δ	– абсолютна зміна параметру;
ε	– міра стиснення;
$\varepsilon_{ст}$	– зведена міра стиснення;
$\eta_{пол}$	– політропний ККД ВЦН;
η_e	– ефективний ККД ГТУ;
π	– зведений тиск;
π_k	– ступінь стиснення в компресорі;
π_T	– ступінь розширення в турбіні;
ρ	– густина газу, $кг/м^3$;
τ	– приведена температура;
C_{p0}	– питома теплоємність ідеального газу, $Дж/кг \cdot K$;
C_p	– питома теплоємність газу за постійного тиску, $Дж/кг \cdot K$;

ΔC_p	– поправка для визначення теплоємності, $\text{Дж/кг}\cdot\text{К}$;
$D(x)$	– дисперсія;
d	– відношення густини газу до густини повітря;
$G_{\text{сек}}$	– секундна масова витрата газу через нагнітач, кг/с ;
$G_{\text{тг}}, G_{\text{т}}$	– масова витрата паливного газу, кг/с ;
$H_{\text{п}}$	– питома політропна робота (політропний напір), Дж/кг ;
H_u	– внутрішня питома робота (повний напір), Дж/кг ;
i	– питома ентальпія газу, кДж/кг ;
$i_{\text{т}}$	– питома ентальпія паливного газу, кДж/кг ;
K	– коефіцієнт технічного стану;
M	– молярна маса природного газу, кг/кмоль ;
$M(x)$	– математичне очікування;
MC_{p0}	– мольна теплоємність ідеального газу, $\text{Дж/кмоль}\cdot\text{К}$;
m_T	– температурний показник політропи;
m_v	– об’ємний показник політропи;
n	– частота обертання ротора ВЦН, об/хв ;
$n_{\text{квд}}$	– частота обертання ротора КВТ, об/хв ;
$n_{\text{кнд}}$	– частота обертання ротора КНТ, об/хв ;
$n_{\text{ст}}$	– частота обертання ротора СТ, об/хв ;
$n_{\text{н}}$	– номінальна частота обертання ротора ВЦН, об/хв ;
$N_{\text{е}}$	– ефективна потужність ГТУ (потужність на муфті «ГТУ – нагнітач»), кВт ;
N_u	– внутрішня потужність ВЦН, кВт ;
$\Delta N_{\text{м}}$	– механічні втрати потужності у ВЦН, кВт ;
$\left[\frac{n}{n_{\text{н}}} \right]_{\text{пр}}$	– приведена частота обертання ротора ВЦН;
$\left[\frac{N}{\rho} \right]_{\text{пр}}$	– приведена відносна внутрішня потужність ВЦН, $\text{кВт}\cdot\text{м}^3/\text{кг}$;
$P_{\text{а}}$	– атмосферний тиск повітря, кгс/см^2 ;
$P_{\text{ан}}$	– атмосферний тиск повітря під час визначення номінальної потужності ГТУ (ГОСТ 28775), кгс/см^2 ;
$P_{\text{вх}}$	– надлишковий тиск газу на вході нагнітача, кгс/см^2 ;
$P_{\text{вих}}$	– надлишковий тиск газу на виході нагнітача,
$P_{\text{кр}}$	– критичний тиск, кгс/см^2 ;
P_{st}	– тиск, за якого визначається густина газу, кгс/см^2 ;
S	– ентропія, $\text{кДж/кг}\cdot\text{К}$;

Q	– об’ємна продуктивність ВЦН, $\text{м}^3/\text{хв}$;
$Q_{\text{ком}}$	– комерційна продуктивність ВЦН, $\text{млн. м}^3/\text{доба}$;
$Q_{\text{пр}}$	– приведена об’ємна продуктивність ВЦН, $\text{м}^3/\text{хв}$;
$Q_{\text{р}}^{\text{н}}$	– масова нижча теплота згоряння газу, кДж/кг ;
$T_{\text{вх}}$	– температура газу на вході ВЦН, К ;
$t_{\text{вх}}$	– температура газу на вході ВЦН, $^{\circ}\text{C}$;
$T_{\text{вих}}$	– температура газу на виході ВЦН, К ;
$t_{\text{вих}}$	– температура газу на виході ВЦН, $^{\circ}\text{C}$;
$T_{\text{кр}}$	– критична температура газу, К ;
$[T_{\text{н}}]_{\text{пр}}$	– приведена температура газу на вході ВЦН, К ;
T_{st}	– температура газу, за якої визначається густина газу, К ;
R	– газова постійна, $\text{кДж/кг} \cdot \text{К}$;
V	– коефіцієнт ізобарного стиснення газу;
X	– вектор вимірювань параметрів ВЦН;
X^{r}	– розрахунковий вектор стану ВЦН;
Y	– коефіцієнт ізотермічного стиснення газу;
Z	– коефіцієнт стиснення газу;
$Z_{\text{пр}}$	– приведений коефіцієнт стиснення газу на вході ВЦН.

Решта позначень наведені в тексті.

ВСТУП

В умовах старіння і зносу обладнання газотранспортної системи України одним із шляхів підвищення економічності й надійності транспортування природного газу за обмеженості інвестицій є перехід від традиційної системи експлуатації на нову ресурсощадну експлуатацію за «фактичним станом». Можливість такого переходу, насамперед, спирається на ефективні методи математичного моделювання процесів зносу деталей і елементів відцентрових нагнітачів і газотурбінних установок газоперекачувальних агрегатів для визначення діагностичних характеристик і параметрів їхнього фактичного функціонально-технічного стану за даними штатних засобів вимірювань. Водночас для вирішення завдань оптимізації режимів роботи газотранспортної системи, контролю ефективності роботи устаткування, визначення черговості реновації, ремонтно-технічного обслуговування, нормування витрат газу на власні потреби необхідні діагностичні характеристики, що визначаються для всього парку встановленого устаткування на один і той же або близькі моменти часу.

Ефективне керування газотранспортною системою (ГТС), що містить сотні газоперекачувальних агрегатів (ГПА) різних типів із різним терміном наробітку і розподілених на великій території, неможливо без об'єктивної інформації про фактичний функціонально-технічний стан (ФТС) усіх експлуатованих агрегатів. ФТС ГПА характеризується на визначений момент часу значеннями функціональних характеристик і параметрів, номенклатура яких обумовлена технічною документацією на ГПА і його елементи. Інформація про ФТС ГПА необхідна для вирішення низки питань енергозбереження процесу транспорту газу [21, 27, 32]:

- оптимізації режимів роботи ГПА у складі компресорного цеху (КЦ), магістрального газопроводу і газотранспортної системи загалом на основі фактичних характеристик відцентрових нагнітачів (ВЦН) і газотурбінних установок (ГТУ);
- визначення припустимих режимів роботи ГПА;
- розрахунку і планування режимів роботи окремого або усіх КЦ магістрального газопроводу і газотранспортної системи загалом;
- реалізації ресурсощадного технічного обслуговування ГПА відповідно до фактичного ФТС ВЦН і ГТУ;
- розрахунку ресурсу і надійності роботи устаткування, зменшення ймовірності раптових відмов із метою підвищення безпеки експлуатації ГПА;
- оцінки ефективності виконаних ремонтів і технічного обслуговування ГПА;
- обліку і продовження наявного ресурсу газоперекачувального устаткування;

- визначення оптимальних термінів реновації ГПА газотранспортної системи;
- контролю й аналізу ефективності експлуатації ГПА для якісного вирішення завдань енергозбереження;
- моніторингу ФТС ВЦН і ГТУ у складі компресорної станції (КС) і управління магістральними газопроводами (УМГ).

Вирішення перерахованих завдань керування ГТС за паспортними характеристиками ГПА спричиняє істотне збільшення енерговитрат на транспорт газу і витрати на технічне обслуговування енергоустаткування ГТС. Зокрема, за даними ВАТ «Газпром», виконання технічного обслуговування і виведення в ремонт енергоустаткування в індивідуальні для кожної одиниці терміни відповідно до фактичного технічного стану зменшує витрати на технічне обслуговування на 40 % і збільшує ресурс у середньому на 30 %.

На даний час розроблено великий спектр методів і моделей параметричної діагностики ВЦН і ГТУ [10, 14, 15, 22, 23, 41, 42], але разом із тим єдиний цілісний підхід до вирішення завдання оцінки фактичного ФТС ГПА на основі цих методів створено не було.

До головних проблем вирішення завдання оцінки фактичних ФТС ЦБН і ГТУ слід віднести:

- обмежену й різну від типу до типу ГПА номенклатуру вимірюваних параметрів ГТУ і ВЦН;
- великі похибки і недостатню кількість штатних каналів виміру параметрів ГПА;
- відсутність у структурах ГТС для більшості типів ВЦН і ГТУ вихідних конструкторських даних із проточних частин і газодинамічних характеристиках окремих агрегатів;
- складність математичного опису газодинамічних процесів, що протікають у ГТУ і ВЦН;
- відсутність сучасної методичної бази проведення теплотехнічних і газодинамічних випробувань ГТУ і ВЦН.

Отже, особливого значення набувають розробка і впровадження сучасних методів діагностування, здатних забезпечити об'єктивну оцінку фактичного ФТС усього парку експлуатованих ГПА. На основі даних про фактичний ФТС ГПА визначається можливість їхньої подальшої ефективної експлуатації за рахунок переходу від традиційного планово-профілактичного технічного обслуговування до ресурсоощадного. Такий підхід істотно знизить витрати на підтримку ГПА у працездатному стані, дозволить оптимізувати технологічні процеси і підвищити надійність транспортування газу.

Під час викладання розділу 1 авторами використано матеріали К. П. Селезньова, Ю. С. Подобуєва, С. А. Анісімова, наведені в [41].

1 ТЕРМОДИНАМІЧНІ Й АЕРОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ВІДЦЕНТРОВИХ НАГНІТАЧІВ

1.1 Основні термодинамічні рівняння й залежності стиснення і переміщення середовища

Турбокомпресори будь-якого типу складаються з лопаточних апаратів, що обертаються, (робочих коліс) і нерухомих апаратів. У лопаточних апаратах робочому середовищу передається енергія від зовнішнього джерела. Нерухомі апарати призначені для зміни величини і напрямку швидкості потоку. Сукупність одного робочого колеса з розташованим за ним нерухомим (напрямним) апаратом називається ступенем турбокомпресора. На рисунку 1.1 наведено схему багатоступінчастого відцентрового компресора.

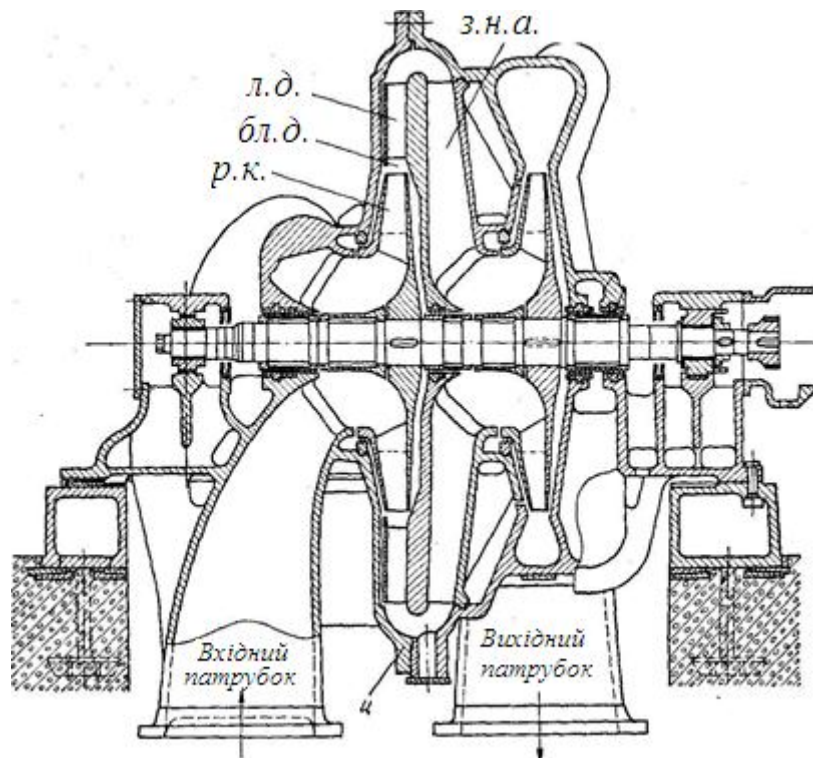


Рисунок 1.1 – Схема багатоступінчастого відцентрового компресора:

р.к. – робоче колесо; *бл.д.* – безлопаточний дифузор;

л.д. – лопаточний дифузор; *з.н.а.* – зворотний напрямний апарат

Проточна частина відцентрового компресора складається з вхідного патрубку, конфузора, вхідного напрямного апарата, групи ступенів і вихідного патрубку. Призначення елементів таке саме, як і в осьовому компресорі, але конструктивне виконання доцентрового ступеня інше. Відцентровий ступінь складається з робочого колеса і нерухомих елементів (наприклад, безлопаточного і лопаточного дифузора й зворотного направляючого апарату).

Нерухомі елементи проміжного ступеня виконують ті саме функції, що і проміжний напрямний апарат у ступінь осьового компресора.

Принцип дії діагонального компресора такий саме, як у осьового та відцентрового. У конструктивному відношенні ступінь діагонального компресора займає проміжне положення між осьовим і відцентровим.

Іноді деякі із згаданих елементів компресора і його ступенів відсутні. Найпростіший випадок – вентилятор, що складається з одного робочого колеса.

1.1.1 Основні термодинамічні рівняння

Рівняння стану газу

Рівняння стану газу дає залежність між параметрами стану: тиском p , питомим об'ємом v (або густиною ρ) і температурою T . Для ідеального газу, тобто для газу, в якому можна знехтувати силами міжмолекулярного зчеплення й об'ємом самих молекул, це рівняння для 1 кг газу має такий вигляд:

$$\frac{p}{\rho} = pv = RT. \quad (1.1)$$

У природі ідеальних газів немає. Рівняння (1.1) не відображає співвідношень параметрів реального газу. Відхилення найсуттєвіше виявляється в області високих тисків і низьких температур, близьких до критичної температури газу. В останньому випадку рівняння стану (1.1) втрачає силу навіть за низьких і середніх тисках. Проте поведінка більшості газів (повітря, азот, водень, кисень та ін.) незначно відрізняється від поведінки ідеальних газів, що дає змогу в технічних розрахунках застосовувати для них рівняння стану ідеального газу. Під час розрахунку турбокомпресорів, що стискають реальні гази, для яких рівняння (1.1) несправедливе, необхідно використовувати діаграмами стану газів, які зазвичай будуються в координатах $\lg p - i$. Наразі подібні діаграми є лише для обмеженого переліку газів, тому для обліку реальності газу використовуються аналітичні методи розрахунку.

Для практичних розрахунків [40] можна рекомендувати таке рівняння стану для 1 кг реального газу:

$$pv = zRT, \quad (1.2)$$

де z – коефіцієнт стисливості, величина якого залежить від p і T .

Для визначення коефіцієнта z необхідно мати досліджені залежності $z = f(p, T)$. У разі відсутності експериментальних даних обчислення коефіцієнта стисливості z може бути виконано за допомогою так званого закону відповідних станів, згідно з яким наведені параметри газу $p_{\text{пр}} = p/p_{\text{к}}$; $v_{\text{пр}} = v/v_{\text{к}}$ і

$T_{\text{пр}} = T/T_{\text{к}}$ (тут $p_{\text{к}}$, $v_{\text{к}}$, $T_{\text{к}}$ – критичні параметри стану газу) пов’язані між собою універсальним рівнянням стану $p_{\text{пр}} = f(v_{\text{пр}}, T_{\text{пр}})$, придатним для всіх газів. За рівних наведених $p_{\text{к}}$ і $T_{\text{пр}}$ коефіцієнти стисливості z мають бути однакові для всіх термодинамічно подібних газів. Критерієм термодинамічної подібності різних речовин є належність цих речовин до одного і того саме типу (роду) хімічних сполук і рівність їхніх критичних коефіцієнтів стисливості $z_{\text{к}} = \frac{p_{\text{к}} v_{\text{к}}}{RT_{\text{к}}}$.

Використовуючи закон відповідних станів, коефіцієнт z та інші термодинамічні параметри (наприклад, так звані функції стисливості x і y) зображують графічно як функції від $p_{\text{пр}}$ і $T_{\text{пр}}$. Графіки $z = f(p_{\text{пр}}, T_{\text{пр}})$ дозволяють оцінити значення z , а отже, ступінь відхилення даного реального газу від ідеального стану.

Однак, як показують дослідження, закон відповідних станів є наближеним, до того ж для різних газів цей закон дає різну точність. Найбільш близькі результати отримують для гомологів і газів, що незначно відрізняються критичними температурами. Дослідження показують, що для кисню та азоту в технічних розрахунках з достатньою точністю можуть бути використані дані про коефіцієнт стисливості повітря, перераховані за законом відповідних станів.

Надалі переважно будуть розглядатися гази, які можна вважати ідеальними.

Рівняння збереження енергії

Рівняння збереження енергії можна сформулювати таким чином: сума всіх робіт, здійснених навколишнім середовищем над термодинамічним тілом (газом), плюс кількість тепла, підведеного до нього з боку навколишнього середовища за деякий проміжок часу, дорівнюють приросту енергії тіла за той самий проміжок часу. Для 1 кг газу в загальному вигляді воно має вигляд

$$de = dl_{\text{зов}} + dq_{\text{зов}}, \quad (1.3)$$

де de – прирощення енергії газу;

$dq_{\text{зов}}$ – тепло, що підводиться до газу ззовні;

$dl_{\text{зов}}$ – робота, що здійснена навколишнім середовищем над газом.

Водночас позитивними вважаються тепло і робота, що підводяться до газу.

Прирощення енергії газу в ході якогось процесу визначається його початковим і кінцевим станом:

$$de = du + d\frac{c^2}{2} + dh_z,$$

де $du = c_v dT$ – прирощення внутрішньої енергії газу;

c – швидкість газу;

$dh_z = g dZ$ – приріст потенційної енергії газу у полі сил тяжіння землі;

g – прискорення сили тяжіння;

dZ – зміна положення центра тяжіння розглянутого елемента.

При розгляданні процесів у ступені компресора і в компресорі в цілому з достатньою точністю можна прийняти $dh_z = 0$.

У цій формулі величини $c^2/2$ і є функціями стану, тобто вони залежать від стану газу до і після процесу, але не залежать від перебігу самого процесу. У протилежність їм величини $q_{\text{зов}}$ і $l_{\text{зов}}$ є функціями процесу.

Розглянемо роботу, здійснювану зовнішніми силами в потоці газу. Нехай в довільному каналі рухається потік газу. Виділимо кількість газу, що обмежена стінками каналу і двома нормальними до ліній струменя перерізами. За час $d\tau$ виділений обсяг газу переміститься в нове положення, водночас до газу від пересувних стінок каналу здійснюється питома робота dl_i . Одночасно під час переміщення газу зовнішніми силами з боку газу, що не потрапив до виділеного обсягу газу, здійснюється питома робота переміщення (витіснення) $dl_{\text{пер}}$. Як відомо, робота переміщення $dl_{\text{пер}}$ чисельно дорівнює $d(pv)$, оскільки під час стиснення (при $n \geq l$) робота переміщення газу відбувається за рахунок технічної роботи $dl_{\text{пер}}$ або за рахунок зменшення енергії газу e , то $dl_{\text{вн}} = dl_i - dl_{\text{пер}}$.

Робота сил тертя в цьому балансі робіт не враховується, тому що вона належить до процесів, що відбуваються всередині виділеного об'єму газу.

Підставляючи отримані вирази у рівняння (1.3), знайдемо

$$di + d \frac{c^2}{2} = dl_i + dq_{\text{вн}}, \quad (1.4)$$

оскільки $di = du + d(pv)$, де $di = c_p dT$ – прирощення ентальпії газу.

Якщо рівняння (1.4) проінтегрувати в межах між першим і другим довільним перерізами потоку, то отримаємо:

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} + q_{\text{зов}} + l_i = i_2 + \frac{c_2^2}{2}. \quad (1.5)$$

Рівняння (1.4) і (1.5) показують, що зовнішнє тепло та робота, що підводяться до потоку газу, йдуть на зміну ентальпії (за $c_p \approx \text{const}$ – на зміну температури) і кінетичної енергії газу.

Ентальпія і кінетична енергія є функціями стану, тому повна енергія потоку, яку можна характеризувати сумою ентальпії і кінетичної енергії газу, також є функцією стану.

При $l_i = 0$ і $q_{\text{зов}} = 0$ повна енергія потоку залишається постійною, тобто $i + \frac{c^2}{2} = \text{const}$.

Часто буває зручно визначати повну енергію потоку одним параметром. Це можна зробити, якщо уявити собі газ нерухомим або, як кажуть, загальмованим, але з енергією, що дорівнюється енергії потоку. Параметри такого нерухомого газу називають повними або загальмованими. Визначаються ці параметри з рівняння рівності енергії потоку й енергії загальмованого газу

$$i^* = i + \frac{c^2}{2}, \quad (1.6)$$

чи для ідеального газу

$$T^* = T + \frac{c^2}{2c_p}. \quad (1.6a)$$

Якщо взяти для повітря (за 0 °C) $c_p = 1\,001 \text{ дж/кг}\cdot\text{град}$, то рівняння (1.6a) набуде вигляду

$$T^* \approx T + \frac{c^2}{2000}.$$

Повна ентальпія i^* має цілком певний фізичний сенс – вона характеризує повну енергію потоку газу.

Для зручності використання в розрахунках повної ентальпії i^* і повної температури T^* вводять поняття про повний або загальмований тиск p^* . Під повним тиском p^* розуміють тиск, який мав би газ, якщо б його кінетична енергія без втрат була перетворена в енергію тиску. Такий процес гальмування відповідає адіабатному процесу.

Очевидно, що за відсутності зовнішнього теплообміну ($q_{\text{зов}} = 0$) і відсутності підведення або відведення роботи ($l_i = 0$) повна ентальпія потоку газу i^* згідно з рівнянням (1.5) залишається постійною. Для ідеального газу за $c_p = \text{const}$ буде також і $T^* = \text{const}$. Величина повного тиску p^* унаслідок втрат енергії під час руху газу знижується.

Рівняння збереження енергії в системі координат, що рухається разом із розглянутою масою газу, називають першим початком (законом) термодинаміки.

У відносному русі окремі члени рівняння (1.3) з урахуванням зроблених вище зауважень мають значення:

$$de \rightarrow du; dl_{\text{зов}} \rightarrow dl_{\text{cm}}; dq_{\text{зов}} \rightarrow dq = dq_{\text{зов}} + dq_r.$$

Енергія потоку у відносному русі визначається внутрішньою енергією du . Кількість тепла, що підводиться до газу, визначається як теплом, що передається ззовні, так і роботою тертя dl_r , яка перетворюється в теплову енергію ($dq_r = dl_r$). Робота стиснення dl_{ct} газу, що знаходиться під рівномірно розподіленим зовнішнім тиском, визначається формулою:

$$dl_{cm} = -p dv. \quad (1.7)$$

Рівняння першого початку термодинаміки має в результаті такий вигляд:

$$dq = dq_{зов} + dq_r = du + p dv. \quad (1.8)$$

Маючи на увазі, що

$$di = du + d(pv); d(pv) = p dv + v dp,$$

отримаємо

$$dq = di + dp. \quad (1.8a)$$

Теплоємність ідеального газу за постійного тиску c_p і за постійному об'ємі c_v залежить від його температури, а для реального газу – від температури і тиску. Під час розрахунків турбокомпресорів для повітря і деяких інших газів за $t \leq 200$ °C c_p і c_v зазвичай приймають постійними.

Як відомо з термодинаміки,

$$c_p - c_v = \frac{d(pv)}{dT}. \quad (1.9)$$

Для ідеального газу, використовуючи рівняння (1.1), отримаємо

$$c_p - c_v = R. \quad (1.9a)$$

Крім того, для ідеальних газів відношення $\frac{c_p}{c_v}$ дорівнюється показнику адіабати k . Для одноатомних газів $k = 1,66 - 1,67$; для двоатомних $k = 1,4 - 1,41$; для трьохатомних і багатоатомних $k = 1,33 - 1,1$. Показник адіабати ідеального газу, як і його теплоємності, залежить від температури. Для двоатомних газів ця залежність наближено має вигляд $k = 1,4 + 0,0005 t$.

Для реального газу $c_p - c_v \neq R$ і $k \neq \frac{c_p}{c_v}$. Визначення параметрів c_p, c_v, k для реального газу можна робити за такими формулами:

$$k = \frac{c_p}{c_v} \cdot \frac{1}{y}, \quad (1.10)$$

$$c_p - c_v = Rz \frac{1+x^2}{y}. \quad (1.11)$$

Для реального газу зв'язок i та T набуде вигляду

$$di = \frac{c_p dT}{1 + \eta_n x}, \quad (1.12)$$

де η_n – політропних коефіцієнт корисної дії.

Для цього газу $z=1$; $y=1$ і $x=0$.

Для реального газу зміняться і формули для визначення повних параметрів. Врахувавши наведені вище формули і те, що для адіабатного процесу $\eta_n = 1$, отримаємо

$$T^* = T + \frac{c^2}{2c_p}(1+x). \quad (1.13)$$

Рівняння Бернуллі

Рівняння Бернуллі можна розглядати як рівняння збереження енергії. Його можна отримати, якщо відняти з рівняння збереження енергії в абсолютному русі (1.4) рівняння першого початку термодинаміки (1.8).

У диференційній формі воно записується так:

$$dl_i = v dp + \frac{dc^2}{2} + dh_z + dl_r. \quad (1.14)$$

Це рівняння показує, що робота dl_i , яка передається потоку газу від стінок каналу, витрачається на здійснення різних категорій робіт, пов'язаних із зміною потенційної енергії тиску ($v dp$), кінетичної енергії газу $\left(\frac{dc^2}{2}\right)$, потенційної енергії положення (dh_z) і подоланням сил опору (dl_r).

Отже, рівняння Бернуллі можна отримати з рівнянь збереження енергії в абсолютному і відносному рухах. Тому з трьох основних рівнянь (збереження енергії в абсолютному русі, першого початку термодинаміки і рівняння Бернуллі) лише два є незалежними. Усі ці рівняння справедливі як для ідеального, так і для реального газів.

Рівняння Бернуллі в турбокомпресорах часто виражають в інтегральній формі через напори. Тоді за умови $\ll dh_z = 0$, воно має вигляд

$$h_i = h + h_d + h_r, \quad (1.14a)$$

де $h_i = \int_1^2 dl_i = l_i$ – внутрішній напір;

$h = \int_1^2 v dp$ – статичний напір;

$h_d = \int_1^2 \frac{dc^2}{2} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ – динамічний і швидкісний напір;

$h_r = \int_1^2 dl_r + l_r$ – втрата напору через опір.

Рівняння процесу

У процесі зміни стану газу змінюються його параметри p , v , ρ , T . Закон зміни параметрів p і v (або p і ρ) виражається рівнянням процесу.

Загальним процесом зміни стану газу є політропний процес.

Рівняння політропного процесу має вигляд:

$$\frac{p}{\rho^n} = pv^n = \text{const}, \quad (1.15)$$

де n – показник політропи.

Звідси отримується формула для визначення показника політропи за відомими параметрами процесу

$$n = \lg \frac{p_2}{p_1} / \lg \frac{v_2}{v_1}. \quad (1.16)$$

За політропного процесу ідеального газу тиски і температури пов'язані між собою залежністю

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

Звідси за $n > 1$ у процесі стиснення ($p_2 > p_1$) температура газу підвищується.

За окремих значень показника політропи n отримуються рівняння найпростіших термодинамічних процесів ідеального газу.

1. Адіабатний процес ($q_{\text{зов}} = 0$; $q_r = 0$) за $n = k$

$$\frac{p}{\rho^k} = p v^k = \text{const} \quad \text{і} \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Повний тиск газу p^* , як було зазначено вище, отримується в результаті адіабатного гальмування потоку. Тому його можна визначити за виразом

$$p^* = p \left(\frac{T^*}{T} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

2. Ізотермний процес ($T = \text{const}$) при $n = 1$: $p v = \text{const}$.

3. Ізобарний процес ($p = \text{const}$) при $n = 1$: $\frac{v}{T} = \text{const}$.

4. Ізохорний процес ($v = \text{const}$) при $n = \infty$: $\frac{p}{T} = \text{const}$.

Для турбомашин безпосереднє значення мають політропний, адіабатний та ізотермний процеси.

Для реального газу рівняння політропного й адіабатного процесів можна записати так само, як і для ідеального газу. Показник адіабати k в цьому випадку визначається із зазначеної раніше формули (1.10), а показник політропи реального газу знаходиться за формулою

$$n = \frac{\lg \frac{p_2}{p_1}}{\lg \frac{v_2}{v_1}} = \frac{1+x}{y \left[\frac{c_v}{c_p} \left(\frac{1}{\eta_n} + x \right) - \left(\frac{1}{\eta_n} - 1 \right) \right]}. \quad (1.17)$$

Рівняння ізотермного процесу реального газу має вигляд:

$$p v^{\frac{1}{y}} = \text{const},$$

де коефіцієнт $1/y$ є показником ізотерми.

Тиски і температури реального газу за політропного процесу (зокрема, адіабатному) пов'язані між собою залежністю

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{z_1}{z_2} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_T-1}{n_T}}, \quad (1.18)$$

де n_T – температурний показник політропи; крім того, під час розрахунків використовується k_T – температурний показник адіабати. Визначаються n_T і k_T за формулами

$$\frac{n_T - 1}{n_T} = \frac{\left(\frac{c_p}{c_v} - 1\right) \left(\frac{1}{\eta_n} + x\right) y}{\frac{c_p}{c_v} (1+x)^2} = \frac{zR}{c_p} \left(\frac{1}{\eta_n} + x\right), \quad (1.19)$$

$$\frac{k_T - 1}{k_T} = \frac{\left(\frac{c_p}{c_v} - 1\right) y}{\frac{c_p}{c_v} (1+x)}. \quad (1.19a)$$

Показники n і n_T (аналогічно k і k_T) пов'язані між собою залежністю

$$n = \frac{1}{y - \frac{n_T - 1}{n_T} (1+x)}. \quad (1.20)$$

На підставі формули (18) для повних параметрів реального газу

$$p^* = p \left(\frac{T^*}{T} \right)^{\frac{k_T}{k_T - 1}}.$$

Величина k_T для більшості газів відрізняється стабільністю і порівняно мало залежить від p і T , залишаючись близькою до значення k ідеального газу.

У розглянутому методі розрахунку реального газу у разі зміни p і T коефіцієнти x , y , z будуть змінюватися, а отже, зміняться і показники n і k . Тому, власне кажучи, цей метод є наближеним. Практично для визначення n і k реального газу середні величини значень c_p і c_v знаходять по термодинамічними таблицями, а значення x , y і z із графіків. Для їхнього знаходження при заданих p_1 , T_1 і p_2 задаються температурою T_2 на виході з компресора, а потім проводять уточнення середніх величин. У першому наближенні визначення T_2 можна проводити за формулами для ідеального газу.

Залежності для суміші газів

Розглянемо суміші газів, що складаються з декількох газів, які хімічно не реагують один із одним.

Вміст окремих компонентів у суміші газу зазвичай характеризується величиною масової g_i або об'ємної r_i концентрацій компонента в суміші:

$$g_i = \frac{m_i}{\sum m_i} = \frac{m_i}{m}; r_i = \frac{V_i}{\sum V_i},$$

де m_i – маса даного компонента суміші;

$m = \sum m_i$ – маса всієї суміші;

V_i – парціальний об'єм даного компонента, тобто обсяг, який мав би компонент масою m_i за тиску і температури суміші.

Величини g_i і r_i пов'язані між собою залежностями:

$$g_i = r_i \frac{\mu_i}{\mu_m}; r_i = g_i \frac{R_i}{R_m}.$$

Газова постійна суміші R_m і відносна молекулярна маса суміші μ_m визначаються газовими постійними R_i і молекулярними масами μ_i компонентів за формулами:

$$R_m = \sum g_i R_i = \frac{R_\mu}{\sum \mu_i r_i}; \mu_m = \sum r_i \mu_i = \frac{R_\mu}{R_m}.$$

Універсальна газова постійна

$$R_\mu = \mu R = 8314,3 \text{ Дж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

Теплоємність суміші c_m і показник адіабати суміші k_m визначаються через теплоємність c_i та показник адіабати k_i окремих компонентів за формулами:

$$c_m = \sum g_i c_i = \frac{\sum \mu_i r_i c_i}{\mu_m}; \frac{1}{k_m - 1} = \sum \frac{r_i}{k_i - 1}.$$

У ідеальних газах унаслідок відсутності взаємодії між молекулами існує незалежність властивостей окремих газів, що складають суміш, один від одного. Це призводить до адитивності термодинамічних величин (тиску, обсягу, внутрішньої енергії, ентальпії та ін.) відносно до складових суміші газів. Кожен з ідеальних газів веде себе в суміші так, як ніби інших газів немає, тому тиск кожного з газів, що входять до складу суміші, буде дорівнюватись тому тиску, який мав би цей газ тієї ж маси за обсягу та температури суміші. Цей тиск називається парціальним тиском даного компонента суміші та позначається p_i .

Адитивність термодинамічних величин у разі змішування ідеальних газів виражається, наприклад, рівняннями: $p_m = \sum p_i$ (закон Дальтона); $V_m = \sum V_i$ (закон Амага); $\rho_m = \sum \rho_i$.

На відміну від сумішей ідеальних газів у суміші реальних газів унаслідок взаємодії молекул значення якої-небудь із термодинамічних функцій для всієї суміші не дорівнює сумі значень цієї функції для кожного з компонентів. Отже, для реальних газів адитивність термодинамічних величин відсутня. І законів, аналогічних законам Дальтона і Амага, не існує. Що стосується інших залежностей, наведених для суміші ідеальних газів, то ними практично можна користуватися і для реальних газів за не дуже великих густин. Визначення величин k_m , c_{pm} , c_{vm} , якщо відомі приведені параметри $p_{пр}$ і $T_{пр}$ для суміші реальних газів, може бути також отримане безпосередньо за формулами (1.10), (1.11) з попереднім розрахунком величини R_m .

Одним із різновидів сумішей газів є вологий газ, тобто суміш сухого газу (не містить вологи) і водяної пари. Фізичні властивості вологого і сухого газів дещо відрізняються. У низці випадків це необхідно враховувати під час розрахунку турбокомпресорів. Зазвичай у турбокомпресорах вологі гази, зокрема вологе повітря, зустрічаються в області порівняно невеликих тисків. Отже для них можна застосовувати рівняння ідеального газу.

Абсолютною вологістю газу ρ_n називають масу водяної пари, що міститься в 1 м³ вологого газу, тобто щільність водяної пари за температури вологого газу. Величина ρ_n може коливатися від максимальної для даної температури величини ρ_s до нуля. Величина ρ_s є густиною сухої насиченої пари води за даної температури.

Відносна вологість ψ_s визначається за формулою:

$$\psi_s = \frac{\rho_n}{\rho_s} = \frac{p_n}{p_s}, \quad (1.21)$$

де ρ_n – парціальний тиск водяної пари;

ρ_s – тиск насиченої водяної пари.

За $\psi_s \leq 1$ газ прозорий, за $\psi_s > 1$ він втрачає прозорість, оскільки водяна пара частково конденсується, утворюючи туман. Вміст водяної пари в газі характеризують також величиною вологовмісту d :

$$d = \frac{\rho_n}{\rho_{сг}} \text{ чи } d = \frac{R_{сг} \psi_s p_s}{R_n (p - \psi_s p_s)},$$

де $\rho_{\text{сг}}$; $p_{\text{сг}}$ – відповідно щільність і тиск сухого газу;

$p = p_{\text{сг}} + p_n$ – тиск вологого газу;

$R_{\text{сг}}$ і R_n – газові сталі сухого газу і водяної пари.

Для повітря ($R_{\text{св}} = 287,1 \text{ дж/кг}\cdot\text{град}$; $R_n = 461,6 \text{ дж/кг}\cdot\text{град}$) це рівняння матиме вигляд:

$$d = 0,622 \frac{\psi_s p_s}{p - \psi_s p_s}.$$

Щільність вологого газу ρ визначається за формулою:

$$\rho = \rho_{\text{сг}} + \rho_n = \frac{p - \psi_s p_s}{TR_{\text{сг}}} + p_s \psi_s. \quad (1.22)$$

Величини ρ_s і p_s взяті з таблиць насиченої водяної пари за відомою температурою суміші газу.

Газову постійну вологого газу R визначають з виразу

$$R = \frac{R_{\text{сг}} + dR_n}{1 + d}. \quad (1.23)$$

Показник адіабати вологого газу визначається за формулою для суміші газів.

Під час розрахунку двофазних систем, що становлять рівноважну суміш рідини і насиченої пари (волога пара), співвідношення між компонентами суміші характеризуються ступенем сухості вологої пари:

$$x = \frac{\rho_s}{\rho_{\text{вп}}},$$

де $\rho_{\text{вп}}$ – щільність вологої пари.

1.1.2 Розрахунок роботи стиснення і переміщення середовища

Під час дослідження процесів зміни стану газу в турбокомпресорах широко використовуються діаграми $v-p$, $s-T$ і $s-i$, побудовані за припущенням, що $c = \text{const}$ (або $c = 0$).

Основні особливості процесів в діаграмах $v-p$ і $s-T$ видно на рисунку 1.2. У схемі $s-i$ характер ізобар та ізохор ідентичний аналогічним кривим в діаграмі $s-T$, а ізотерми їхніх газів за $c_p = \text{const}$ є горизонтальними прямими.

Функція стану ентропія s визначається за формулою:

$$ds = \frac{dq}{T}. \quad (1.24)$$

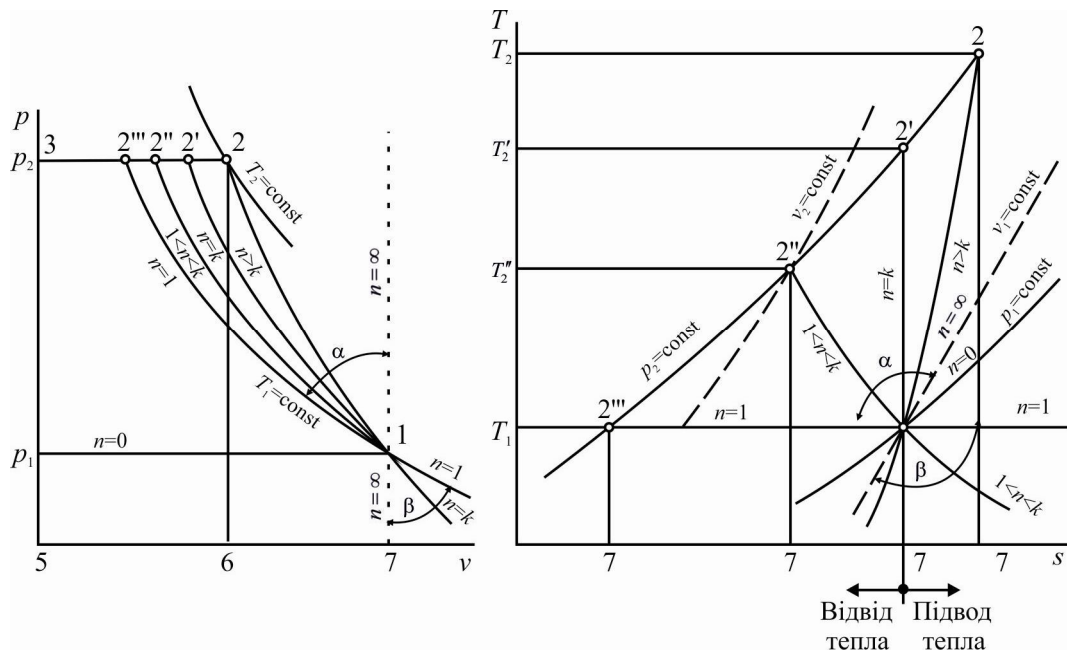


Рисунок 1.2 – Процеси в діаграмах $v-p$ і $s-T$:

α – область стиснення; β – область розширення

Перетворюючи це рівняння з допомогою формул (1.1) і (1.8), отримаємо

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \quad (1.25)$$

Крім вказаних діаграм стану, на практиці застосовують також і інші діаграми, наприклад діаграми для реальних газів $i - \lg p$; $i - p$; $t - i$ тощо.

Розглянемо області можливих напрямків ліній теплових процесів. Процес зміни стану газу в загальному випадку підпорядковується рівнянню політропного процесу $pv^n = \text{const}$. Величина показника політропи n залежить від інтенсивності підведення або відведення тепла. Залежно від того, як здійснюється процес, показник n буде мати різні значення, а крива зміни стану газу – різне спрямування. Якщо процес йде за відсутності теплообміну ($q_{\text{зов}} = 0; q_r = 0$), то кривою процесу буде адіабата (ізоентропа) із $n = k$. Якщо в ході процесу тепло до газу підводиться ($q_{\text{зов}} + q_r > 0$), то кривою процесу буде політропа з показником $n > k$ за стиснення і $n < k$ у разі розширення. Якщо в ході процесу тепло від газу відводиться ($q_{\text{зов}} + q_r < 0$), то кривою процесу буде політропа з показником $n < k$ за стиснення і $n > k$ у разі розширення. Якщо в ході процесу відводиться стільки тепла, що температура газу залишається постійною ($T = \text{const}$), то кривою процесу буде ізотерма з $n = 1$ (для ідеального газу).

Зазвичай в турбокомпресорах спостерігаються процеси з $1 < n < \infty$.

У теорії і практиці компресорних машин мають значення політропний ($1 < n < k$ за наявності охолодження та $n > k$ за відсутності охолодження), адіабатний ($n = k$) й ізотермний ($n = 1$ для ідеального газу) процеси. Тому подальший аналіз ведеться стосовно до цих процесів.

Теоретичний робочий процес будь-якої компресорної машини, зокрема турбокомпресора в діаграмі $v-p$, можна відобразити за $n > k$ фігурою 1–2–3–4–1 (див. рис. 1.2). Якщо для об'ємних компресорів таке зображення має певний фізичний зміст, то для турбокомпресорів такий сенс має тільки лінія 1–2, що характеризує процес зміни стану газу на ділянці каналу 1–2, а інші лінії є умовними.

Уявімо собі канал, по якому тече газ із постійною швидкістю ($dc^2/2 = 0$) за умови $dh_z = 0$. Проведемо в каналі два довільних перерізи і визначимо, яку роботу потрібно здійснити на стиснення і переміщення газу масою 1 кг між цими перерізами. Згідно до наведеного вище, ця робота складається з роботи стиснення $l_{\text{ст}}$ роботи і переміщення $l_{\text{пер}}$. Сумарна робота на стиснення і переміщення газу буде дорівнювати:

$$l = l_{\text{ст}} + l_{\text{пер}} = \int_1^2 -p dv + \int_1^2 d(pv) = \int_1^2 v dp. \quad (1.26)$$

Роботу l називають також корисною роботою. Якщо оперують з поняттями напорів, то позначають $\int v dp = h$ і називають статичним напором або корисним напором за статистичними параметрами. Залежно від характеру процесу l і h забезпечують відповідними індексами: $l_{\text{п}}$ – корисна робота під час політропного процесу; $l_{\text{ад}}$ – під час адіабатного процесу; $l_{\text{із}}$ – під час ізотермного процесу.

Отже, корисна робота є лише частиною повної (технічної) роботи, прикладеної до газу, як видно з рівняння Бернуллі (14).

Розрахункові формули для корисної роботи l можна знайти, якщо проінтегрувати рівняння (1.26), взявши величину v з рівняння процесу (1.15).

$$l_{\text{п}} = h_{\text{п}} = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} RT_1 \left(\Pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \frac{\partial \mathcal{H}}{\kappa \mathcal{E}}, \quad (1.27)$$

$$l_{\text{ад}} = h_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\Pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{\partial \mathcal{H}}{\kappa \mathcal{E}}, \quad (1.27a)$$

$$l_{\text{із}} = h_{\text{із}} = RT_1 \ln \Pi \frac{\partial \mathcal{H}}{\kappa \mathcal{E}}, \quad (1.27б)$$

де $\Pi = \frac{p_2}{p_1}$ – ступінь підвищення тиску.

Рівняння (1.27) і (1.27а) справедливі для ідеального та реального газів. В останньому випадку величини v_1 (або z_1 , якщо використовувати рівність $p_1 v_1 = z R T_1$), n і k повинні визначатися за відповідними формулами для реального газу. Рівняння (1.27, б) справедливо тільки для ідеального газу, бо воно отримано за умови, що під час ізотермного процесу $n = 1$. Очевидно, що для ізотермного процесу реального газу справедлива формула (1.27).

Для реального газу формулу (1.27), аналогічно і формулу (1.27, а), за допомогою коефіцієнта стисливості z можна перетворити до вигляду

$$l_{\pi} = \frac{n}{n-1} z_1 R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} R (z_2 T_2 - z_1 T_1). \quad (1.28)$$

Слід зауважити, що на практиці через залежність втрат dh_r від багатьох чинників і зміни їхньої величини вздовж траєкторії газу, а також через зміни p і T для реальних газів всі процеси протікають зі змінним показником політропи n , тоді як формули (1.27) і (1.28) отримані за умови його сталості. У зв'язку з цим опис будь-яких процесів у проточній частині турбомашин за допомогою політроп з $n = \text{const}$ є наближенням. Разом із тим помилка збільшується із зростанням довжини каналу, для якого приймається $n = \text{const}$, і зі збільшенням коефіцієнта опору.

Корисну роботу l можна також визначити графічно за допомогою діаграм $v - p$ і $s - T$ (див. рис. 1.2). У діаграмі $v - p$ корисна робота залежно від характеру процесу стиснення визначається відповідно до структури формули $l = \int v dp$ такими площами: за $n = k$ $l_{\text{ад}} = \text{пл. } 12'341$; за $n = 1$ $l_{\text{із}} = \text{пл. } 12'''341$; за $n > k$ $l_{\pi} = \text{пл. } 12341$; за $1 < n < k$ $l_{\pi} = \text{пл. } 12''341$.

Із діаграми $v - p$ видно, що чим менше показник політропи n , тим менші витрати роботи l , тому в компресорних машинах до газу підводити тепло ззовні недоцільно. Політропні процеси з $n > k$ спостерігаються в компресорах мають місце внаслідок того, що під час стиснення в'язкого газу йому передається теплота тертя q_r .

У діаграмі $s - T$ відповідні площі можна визначити на підставі аналізу рівнянь (1.4) і (1.14), з яких випливає:

$$dl = v dp = di - dq; dq = dq_{\text{зов}} + dq_r.$$

Політропний процес без охолодження (крива стиснення 1–2, показник політропи $n > k$). У цьому випадку:

$$l_{12} = c_p (T_2 - T_1) - q_r.$$

На підставі властивостей діаграми $s - T$ $q_{12} = q_r = \text{пл. } 12541$ і $c_p (T_2 - T_1) = \text{пл. } 22''352$. Отже, $l = \text{пл. } 122'''341$.

Політропний процес з охолодженням (крива стиснення 1 – 2'' показник політропи $l < n < k$). У цьому випадку:

$$l_{12''} = c_p (T_2'' - T_1) - q_{12''} = \text{пл. } 2''2'''362'' + \text{пл. } 12''641 = \text{пл. } 12''2'''341.$$

Водночас $q_{12''} < 0$, так як $s_{2''} - s_1 < 0$.

У цьому процесі за наявності тертя тепло, що відводиться визначають: $q_{\text{ен}} \quad q_{\text{зов}} = q_{12''} - q_r = \text{пл. } 12''641 + \text{пл. } 12541 < 0$, де під час відведенні тепла умовно приймаємо втрати тими ж, що і під час неохолоджуваного процесу.

Адіабатний процес (крива стиснення 12', показник політропи $n = k$). Під час адіабатного процесу $dq_{\text{зов}} = 0$, $dq_r = 0$ і $dq = 0$, а тому $vdp = di$ або $l_{12'} = c_p (T_2' - T_1) = \text{пл. } 12'2'''341$. Отже, під час адіабатного процесу вся робота, що підводиться до газу, йде на підвищення ентальпії газу.

Ізотермний процес (крива стиснення 12''', показник політропи для газу $n = 1$). За ізотермного процесу $di = c_p dT = 0$, а тому $l_{12'''} = -q_{12'''} = \text{пл. } 12'''341$. За наявності тертя усе тепло відводиться під час ізотермного процесу $q_{\text{зов}} = q_{12'''} - q_r = \text{пл. } 12'''341 + \text{пл. } 12541$.

Під час ізотермного процесу від газу відводиться тепло, що дорівнює величині прикладеної до газу роботи. Однак це не означає, що роботоздатність газу в результаті його ізотермного стиснення не змінилася. Якщо продиференціювати вираз для функції стану $F = u - Ts$ так звану вільною енергією, то отримаємо:

$$dF = c_v dT - Tds - sdT.$$

Під час ізотермного процесу ($dT = 0$):

$$dF = -Tds = -dq_{12'''} = dl_{12'''}$$

Отже, під час ізотермного стиснення вся робота, що підводиться до газу, йде на збільшення його вільної енергії, яка є мірою працездатності ізотермної системи.

Діаграми $v - p$ і $s - T$, як зрозуміло з викладеного, дають також графічне уявлення про вплив втрат енергії на роботу компресорної машини. Ці втрати несприятливо відбиваються на роботі компресорної машини з двох причин. По-перше, необхідно затрачувати додаткову роботу l_r , яка на діаграмі

$s - T$ визначається пл. 12541; по-друге, робота l_r , перетворюючись в тепло q_r , передається газу. Оскільки через це газ нагрівається, обсяг його збільшується, потрібна додаткова робота Δl , пов'язана з переміщенням більшого обсягу газу. Отже, шляхом збільшення роботи переміщення $l_{\text{пер}}$ збільшується робота l . Ця додаткова робота Δl на діаграмах $v - p$ і $s - T$ за стиснення без охолодження визначається площею 122'1. Звідси видно, що в компресорі Δl більшує витрачувану на стиснення роботу, а в турбіні Δl збільшує роботу, здійснювану газом.

1.1.3 Коефіцієнт корисної дії компресора

Внутрішній коефіцієнт корисної дії (ККД) турбомашин потрібен для оцінки процесів перетворення енергії в цих машинах.

Під внутрішнім ККД турбомашини в загальному випадку розуміють відношення корисної роботи до підведеної (затрачуваної – у турбокомпресорі і розташовуваної – у турбіні). Залежно від того, що конкретно розуміють під корисною і підведеною роботою (за якого процесу: політропного, адіабатного або ізотермного – визначається робота; які втрати характеризуються; враховується чи ні зміна кінетичної енергії тощо) отримують різні коефіцієнти корисної дії (ККД). Тому в теорії і практиці турбомашин застосовуються різні види ККД. Система ККД, застосовувана в турбокомпресорах, буде розглянута детально в подальшому. У цьому підрозділі розглянуті лише два ККД без урахування зміни кінетичної енергії (за статичними напорами) – політропний η_n і адіабатний $\eta_{\text{ад}}$.

Проточна частина турбомашини може розглядатися як послідовна комбінація рухомих і нерухомих конфузорів та дифузорів. Для турбокомпресора характерні переважно дифузорні канали, хоча на окремих ділянках проточної частини є і конфузорні. У турбінах спостерігається зворотна картина.

У зв'язку з цим зазначені ККД η_n і $\eta_{\text{ад}}$ надані для двох випадків – для дифузорів і конфузорів.

Політропний ККД за статичним напором:

– для дифузора (компресора)

$$\eta_n = \frac{h_n}{h_i - h_d} = \frac{h_n}{h_n + h_r}, \quad (1.29)$$

– для конфузора

$$\eta'_n = \frac{h'_i - h'_d}{h'_n} = \frac{h'_n + h'_r}{h'_n}. \quad (1.30)$$

У цих формулах напори є алгебраїчними величинами, тобто мають знак, зокрема для конфузоров h'_n і h'_r мають різні знаки (під час розширення напір $h'_n = \int v dp$ – негативний).

За умови, що $dq_{\text{зов}} = 0$ і $dq_r \neq 0$ політропний ККД η_n дифузора можна виразити через показники політропи n і адіабати k . У цьому випадку маємо: $v dp + dl_r = di$ або, проінтегрувавши,

$$h_n + h_r = i_2 - i_1 = c_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (1.31)$$

Формулу (1.29) за допомогою виразу (1.27) і (1.31) можна привести до вигляду

$$\eta_n = \frac{\frac{n}{k-1}}{\frac{n-1}{k}}. \quad (1.32)$$

Для конфузора аналогічно отримаємо

$$\eta'_n = \frac{\frac{k}{n'-1}}{\frac{k-1}{n'}}. \quad (1.33)$$

Показники політроп зі свого боку можна виразити через втрати енергії.

Для дифузора маємо

$$\begin{aligned} \frac{n}{n-1} R(T_2 - T_1) + h_r &= \frac{k}{k-1} R(T_2 - T_1); \\ \frac{n}{n-1} &= \frac{k}{k-1} - \frac{h_r}{R(T_2 - T_1)}. \end{aligned} \quad (1.34)$$

За наявності теплообміну

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} - \frac{h_r}{R(T_2 - T_1)} - \frac{q_{\text{зов}}}{R(T_2 - T_1)}. \quad (1.34a)$$

Для конфузора (після аналогічних викладок)

$$\frac{n'}{n'-1} = \frac{k}{k-1} + \frac{h'_r}{R(T_1 - T_3)} + \frac{q_{\text{зов}}}{R(T_1 - T_3)}. \quad (1.35)$$

Адіабатний ККД за статистичним напором:

– для дифузора (компресора):

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{h_{\text{ад}}}{h_i - h_{\text{д}}} = \frac{h_{\text{ад}}}{h_n + h_r}; \quad (1.36)$$

– для конфузора:

$$\eta'_{\text{ад}} = \frac{h'_i - h'_{\text{д}}}{h'_{\text{ад}}} = \frac{h'_n + h'_r}{h'_{\text{ад}}}. \quad (1.37)$$

В адіабатних ККД на відміну від політропних у корисну роботу не входить додаткова робота через вплив підігріву газу внаслідок підведення до нього теплоти q_r . Цей вплив виявляється у збільшенні роботи компресора на величину $h_n - h_{\text{ад}}$ і збільшенні роботи турбіни на величину $h'_n - h'_{\text{ад}}$. Тому для дифузора (компресора) завжди $\eta_n > \eta_{\text{ад}}$, а для конфузора (турбіни) $-\eta'_n < \eta'_{\text{ад}}$.

Зауважимо, що формули (1.29), (1.30), (1.32), (1.33), (1.36), (1.37) правильні також і для реального газу.

1.2 Аеродинамічні основи розрахунку відцентрових компресорів

1.2.1 Основні рівняння течії газу

Трьохрозмірний характер потоку в ступені [40]

Потік газу в реальному ступені турбокомпресора є просторовим потоком, у якому параметри в різних точках мають неоднакові значення. Для характеристики потоку особливо важливо встановити величину і напрям швидкості в кожній точці. Для цього зручно користуватися циліндричною системою координат. Положення точки в такій системі координат визначається радіусом r , кутом φ і координатою z (рис. 1.3). Через осі u , z , r можна провести три координатні поверхні: через осі r і z – меридіональну; через осі r і u – радіальну (перпендикулярну осі машини) і циліндричну, що проходить через вісь і перпендикулярну осі r .

Вектор абсолютної швидкості \vec{c} дорівнює геометричній сумі трьох взаємно перпендикулярних складових: $\vec{c} = \vec{c}_r + \vec{c}_u + \vec{c}_z$. Окружну складову абсолютної швидкості c_u часто називають закруткою потоку. Абсолютна швидкість в області робочого колеса дорівнює геометричній сумі відносної швидкості $\vec{\omega}$ і переносної \vec{u} :

$$\vec{c} = \vec{\omega} + \vec{u}.$$

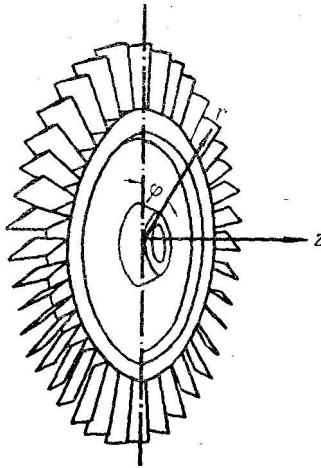


Рисунок 1.3 – Циліндрична система координат

Абсолютною швидкістю \vec{c} називають швидкість руху частинок газу в нерухомій системі координат, пов'язаній з напрямним апаратом або корпусом компресора. Відносною швидкістю ω називають швидкість частинок газу відносно обертової системи координат, пов'язаної з робочим колесом.

Для обраної системи координат складові абсолютної швидкості можуть бути відображені через складові відносної швидкості та переносну швидкість у такий спосіб:

$$c_r = \omega_r; c_u = \omega_u + u; c_z = \omega_z.$$

У загальному випадку величина абсолютної швидкості та її проекції є функціями координат точки і часу τ , тобто $c = c(z; \varphi; r; \tau)$. Інші параметри потоку, наприклад тиск, температура, щільність, також є функцією координат точки і часу, тобто $p = p(z; \varphi; r; \tau)$; $T = T(z; \varphi; r; \tau)$; $\rho = \rho(z; \varphi; r; \tau)$ тощо.

Найчастіше в теорії турбокомпресорів розглядається усталений потік, в якому всі параметри в кожній точці не залежать від часу.

Через те, що зазвичай спостерігається повна геометрична осьова симетрія проточної частини ступенів турбомашин і достатньо велика кількість лопаток, можна вважати, що параметри потоку у всіх точках у разі зміни координат φ (або u) залишаються постійними. Це справедливо тільки у разі нескінченній кількості лопаток.

Під час аналізу роботи осьових компресорів зазвичай розглядають течію газу по циліндричних поверхнях. Тоді для виділеної циліндричної поверхні течії всі параметри є функціями лише координати z . У кругових решітках відцентрових компресорів переважно розглядають рух газу в радіальній площині; тоді всі параметри потоку є лише функціями радіусу r .

Просторовий потік в обох випадках представляється як сукупність нескінченно великої кількості поверхонь струменів.

Для визначення параметрів потоку необхідно використовувати основні рівняння, що визначають течію газу.

Диференціальні рівняння руху

Під час руху потоку на частку газу діють поверхневі і масові сили та сили інерції. До поверхневих сил належать сили тиску, сили тертя, а до масових – сили всесвітнього тяжіння (зокрема, сила тяжіння), сили магнітної і електричної взаємодії.

Застосуємо до елементарного об'єму газу принцип Даламбера, згідно з яким

$$\vec{I} = -\vec{F},$$

де \vec{I} – сила інерції маси m ;

\vec{F} – сума зовнішніх сил (масових і поверхневих), що діють на цю ж масу.

Після відповідних перетворень можна отримати [40] диференціальні рівняння руху в'язкої рідини Нав'є – Стокса. Для ідеального газу (без урахування в'язкості) ці рівняння перетворюються в рівняння Ейлера:

$$-\vec{I} = \frac{d\vec{c}}{d\tau} = \vec{F}_M - \frac{1}{\rho} \text{grad } p, \quad (1.38)$$

де вектор $\text{grad } p = \frac{dp}{dx} \vec{i} + \frac{dp}{dy} \vec{j} + \frac{dp}{dz} \vec{k}$; $\vec{i}; \vec{j}; \vec{k}$ – одиничні вектори позитивних напрямків осей прямокутної системи координат.

У циліндричній системі координат рівняння Ейлера мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dc_r}{d\tau} &= \frac{\partial c_r}{\partial \tau} + \frac{\partial c_r}{\partial r} c_r + \frac{\partial c_r}{r \partial \varphi} c_u + \frac{\partial c_r}{\partial z} c_z - \frac{c_u^2}{r} = F_{M_r} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r}; \\ \frac{dc_u}{d\tau} &= \frac{\partial c_u}{\partial \tau} + \frac{\partial c_u}{\partial r} c_r + \frac{\partial c_u}{r \partial \varphi} c_u + \frac{\partial c_u}{\partial z} c_z + \frac{c_r c_u}{r} = F_{M_u} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{r \partial \varphi}; \\ \frac{dc_z}{d\tau} &= \frac{\partial c_z}{\partial \tau} + \frac{\partial c_z}{\partial r} c_r + \frac{\partial c_z}{r \partial \varphi} c_u + \frac{\partial c_z}{\partial z} c_z = F_{M_z} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z}, \end{aligned} \right\} \quad (1.38a)$$

де $F_{M_r}; F_{M_u}; F_{M_z}$ – проекції масових сил, віднесених до одиниці маси, на відповідні осі;

$$\text{grad}_z p = \frac{\partial p}{\partial z}.$$

Невідомими в рівняннях Ейлера загалом є: c_r ; c_u ; c_z ; p ; ρ . Для їхнього знаходження рівняння (1.38a) необхідно доповнити рівнянням неперервності,

рівнянням енергії, наприклад рівнянням (1.4) та характеристичним рівнянням (рівняння стану). Останнє рівняння додає шосту невідому – температуру T . Для ідеального газу характеристичним рівнянням є рівняння Клайперона (1.1). Якщо існує теплообмін із навколишнім середовищем, то з'являється сьоме невідоме – кількість тепла $q_{\text{зов.}}$. Додатковим рівнянням буде умова теплообміну газу з навколишнім середовищем, а масові сили мають бути відомими. Для турбокомпресорів зазвичай масовими силами можна знехтувати, тому що сили магнітної та електричної взаємодії відсутні, а сили тяжіння доволі малі порівняно з іншими.

Система рівнянь може бути вирішена тільки за наявності відомих граничних, у випадку неусталеного режиму, і початкових умов. Граничні умови означають, що на деякій поверхні газу мають бути відомі числові значення сил і швидкостей. За неусталеному русі також має бути відома величина розгляне них функцій в деякій, так званий початковий момент часу (початкові умови).

Інтегрування рівнянь Нав'є – Стокса та Ейлера у загальному вигляді наразі неможливе. Рівняння Нав'є – Стокса вирішуються тільки для деяких простих випадків. Рівняння Ейлера можуть бути вирішені для значно більшої кількості випадків, однак і їхнє вирішення доволі складне. Зазвичай ці рівняння спрощуються, тому що розглядається усталений рух (похідні за часом обертаються в нуль).

Під час застосування цих рівнянь для розрахунку проточної частини турбокомпресорів їх необхідно спростити. Це можливо тільки в результаті розгляду кожного конкретного випадку руху газу.

Часто під час вирішення деяких завдань не використовують диференціальні рівняння руху потоку, а розглядають рух відокремленого в рідині деякого кінцевого обсягу. Тоді до всього даного обсягу рідини можна застосувати теореми механіки, наприклад, теорему імпульсів.

Рівняння нерозривності

Рівняння нерозривності або збереження маси має вигляд [40]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \text{div}(\overline{\rho c}) = 0, \quad (1.39)$$

де

$$\text{div}(\overline{\rho c}) = \frac{\partial(\rho c_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho c_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho c_z)}{\partial z} \text{ дивергенція.}$$

У циліндричній системі координат:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho r c_x)}{r \partial r} + \frac{\partial(\rho c_u)}{r \partial \varphi} + \frac{\partial(\rho c_z)}{\partial z} = 0. \quad (1.39a)$$

Для стаціонарного стану течії рівняння (45) для струменя df у природній системі координат може бути записано:

$$\rho c df = \text{const}. \quad (1.39б)$$

За одновимірної течії для каналу це рівняння таке:

$$\rho c_{\text{сеп}} f = \text{const} \quad (1.39в)$$

де $c_{\text{сеп}}$ – середня швидкість по перерізу каналу і визначається, як:

$$c_{\text{сеп}} = \frac{1}{f} \int c df;$$

f – поперечний переріз каналу, перпендикулярний до вектору швидкості.

Рівняння кількості руху і моментів кількості руху

Під час роботи компресора на лопатки робочих коліс і напрямних апаратів діють аеродинамічні сили, що утворюються під час обтікання лопаток потоком газу. Лопатки, зі свого боку, створюють зворотну дію на потік газу.

Результати взаємодії потоку з лопатковими апаратами компресора можна отримати, якщо скористатись теоремами про кількість руху та момент кількості руху.

Згідно з теоремою про кількість руху зміна кількості руху розглянутої маси газу в часі, тобто його похідна за часом, дорівнюється результуючій всіх зовнішніх сил, прикладених до газу. Внутрішні сили під час підсумовування за всіма елементарними масами системи матеріальних точок взаємно знищуються за законом про рівність дії і протидії. Отже, під час застосування теореми про кількість руху необхідно брати до уваги тільки зовнішні щодо розглядуваної системи сили (масові й поверхневі).

Велика перевага теорем про кількість руху і момент кількості руху полягає в тому, що для визначення сил взаємодії потоку з лопатками достатньо знати стан потоку на граничних поверхнях виділеної області потоку.

Розглянемо усталений рух елементарного струменя течії (рис. 1.4).

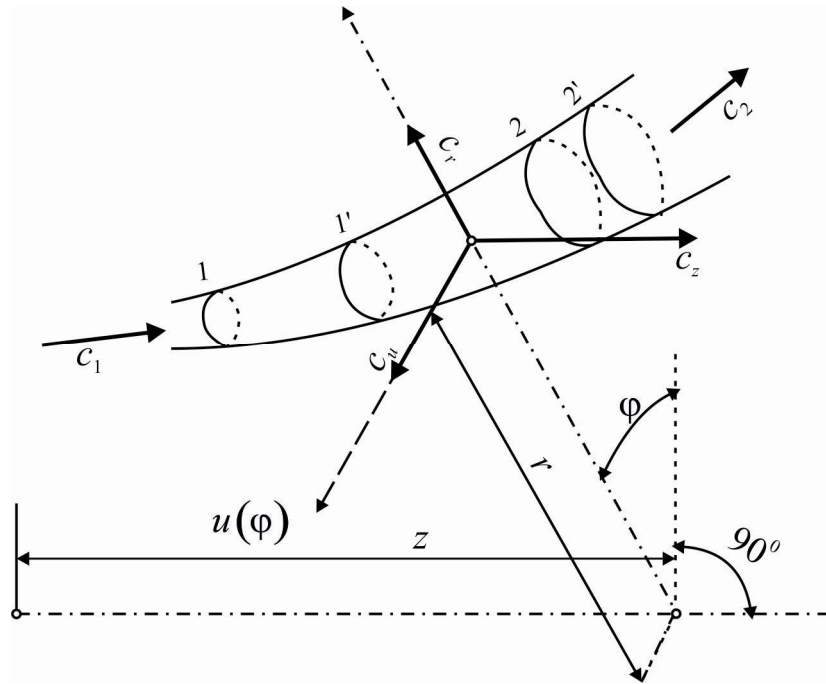


Рисунок 1.4 – Схема усталеного руху елементарного струменя течії

Під час руху частинки газу, що належать струменю, не лишають його, а сторонні частинки газу до нього не потрапляють. Проведемо в струмінь перерізи 1 – 1 і 2 – 2, нормальні до його осі. Ці перерізи виділяють у струмені ділянку 1 – 2. Нехай за час $d\tau$ виділена ділянка струменя займе положення 1' – 2'. За усталеного руху кожна частинка газу всередині обсягу 1' – 2' замінюється іншою часткою, що приймає тут швидкість і інші параметри першої частинки. Тому і кількість руху газу в обсязі 1' – 2 змінюватися не буде. Отже, зміна кількості руху виділеного обсягу 1 – 2 за час $d\tau$, наприклад у відносній системі координат, дорівнюватиме різниці кількостей руху в обсягах 2 – 2' і 1 – 1', тобто

$$dm = (\overline{\omega}_2 - \overline{\omega}_1),$$

де $dm_1 = dm_2 = \bar{m}d\tau$ – маса газу, укладена в обсягах 1 – 1' і 2 – 2';

$\overline{\omega}_1$ – швидкість в перерізі 1 – 1';

$\overline{\omega}_2$ – швидкість в перерізі 2 – 2'.

Водночас:

$$dm = \Delta f_1 \omega_1 \rho_1 d\tau = \Delta f_2 \omega_2 \rho_2 d\tau.$$

Отже,

$$\frac{dm}{d\tau} (\overline{\omega}_2 - \overline{\omega}_1) = \vec{F},$$

де \vec{F} – результуюча зовнішніх сил, що діють на виділену масу газу;

$$\frac{dm}{d\tau} = \bar{m} \text{ – масові витрати газу за одиницю часу.}$$

Тому

$$\bar{m}(\vec{\omega}_2 - \vec{\omega}_1) = \vec{F}. \quad (1.40)$$

Проектуючи вектори швидкостей і сили на осі циліндричної системи координат, отримаємо:

$$\bar{m}(\omega_{u2} - \omega_{u1}) = F_u; \bar{m}(\omega_{z2} - \omega_{z1}) = F_z; \bar{m}(\omega_{r2} - \omega_{r1}) = F_r.$$

Отримане рівняння кількості руху називають першим рівнянням Ейлера. Для компресорів зовнішніми силами, що прикладені до газу, є поверхневі сили (тиск і дія на газ з боку лопаток) і масові сили (ваги).

Величина аеродинамічних сил взаємодії лопаток із потоком газу може бути також визначена за допомогою так званого другого рівняння Ейлера. Для цього скористаємося відомим з теоретичної механіки законом про момент кількості руху, згідно із яким похідна за часом від моменту кількості руху розглянутої маси газу відносно деякої нерухомої осі дорівнює результуючому моменту всіх зовнішніх сил, прикладених до цієї маси, відносно до тієї ж осі, наприклад для осі z :

$$\frac{d(mc_u r)}{d\tau} = M_z.$$

Розглянемо усталений рух газу в циліндричній системі координат (див. рис. 1.4). Зовнішні сили, які здійснюють механічну роботу, передану від ротора до газу, створюють момент тільки щодо осі обертання z . Водночас момент кількості руху дорівнює $mc_u r$. Радіальна складова швидкості c_r перетинає вісь z , а осьова складова c_z паралельна до цієї осі. Отже, моменти кількостей руху mc_r і mc_z щодо осі z дорівнюватимуть нулю.

За усталеного руху газу зміна сумарного моменту кількості руху маси газу, що переміщується за час $d\tau$ з положення 1–2 в положення 1'–2', дорівнює різниці моментів кількостей руху в елементарних обсягах 2–2' і 1–1': $dm(c_{u2}r_2 - c_{u1}r_1)$. Отже, результуючий момент зовнішніх сил, що діють на масу газу між перетинами 1–1 і 2–2, відобразиться в такий спосіб:

$$M_z = \bar{m}(c_{u2}r_2 - c_{u1}r_1). \quad (1.41)$$

Помноживши обидві частини формули (1.41) на кутову швидкість ω і розділивши на масові витрати \bar{m} , отримаємо вираз для напору

$$h_t = c_{u2}r_2 - c_{u1}r_1. \quad (1.42)$$

Це рівняння є основним рівнянням турбомашин і називається рівнянням Ейлера.

Беручи до уваги, що $\omega^2 = c^2 + u^2 - 2uc_u$, рівняння (1.42) можна записати у формі:

$$h_t = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2}. \quad (1.42a)$$

1.2.2 Рух газу в каналах проточної частини компресорів

Основними рівняннями, що визначають рух газу в каналах, є: рівняння енергії (1.4) або його різновиди, наприклад рівняння Бернуллі (1.14); рівняння процесу (1.15) і рівняння нерозривності (1.39). Для прямолінійного каналу при відомих: показнику політропи, підведеному теплу і закону змінення площі перерізу по довжині цих трьох рівнянь достатньо для однозначного визначення всіх параметрів потоку (c ; p ; T). У разі іншого визначення завдання можна визначати переріз f по заданій величині, наприклад c або p (зворотна задача).

У каналах турбокомпресорів найчастіше відведенням або підведенням тепла можна знехтувати. Виняток становлять компресори з внутрішнім охолодженням, а також інші типи турбокомпресорів, наприклад деякі транспортні. Для нерухомих каналів $h_i = 0$, для каналів робочих коліс внутрішній напір h_i може бути визначений, наприклад, за формулою Ейлера (1.42). Додаткових невідомих за цієї умови не з'являється.

Характер руху газу на окремих ділянках у проточній частині турбокомпресорів можна розбити на два типи: дифузорний і конфузорний. У дифузорі відбувається часткове перетворення кінетичної енергії потоку в енергію тиску, у конфузорі – зворотне перетворення. Рух потоку з прискоренням зустрічається на обмеженій кількості ділянок (наприклад, на вході в компресор); потік в турбокомпресорах переважно має уповільнений (дифузорний) характер. Поступове прискорення потоку призводить до порівняно незначних втрат енергії. Навпаки, у разі поступового зменшення швидкості потоку втрати енергії значно більші.

Отримаємо рівняння, яке встановлює зв'язок основних параметрів в каналі. Для цього продиференціюємо рівняння нерозривності та розділимо отримане на добуток $f\omega$. Потім, розглядаючи рух ідеального газу без підведення енергії за усталеного руху, з рівняння Бернуллі отримаємо зв'язок між p і ω . Тоді, з урахуванням рівності $M = \omega / a$, матимемо:

$$\frac{df}{f} = \frac{d\omega}{\omega} (M^2 - 1). \quad (1.43)$$

З останнього рівняння видно, що за $M < 1$ уповільнення потоку може бути досягнуто лише в каналі, що розширюється, а за $M > 1$ – у каналі, що звужується. Для потоку, що прискорюється, картина буде протилежною. За швидкості, яка дорівнює швидкості звуку, канал матиме мінімальний переріз, оскільки $df = 0$. Гальмування надзвукового потоку можна здійснити в каналі змінного перерізу, вхідна частина якого виконується як звужувальна, а вихідна – розширювальна. Перехід від надзвукової швидкості до дозвукової відбудеться в мінімальному перерізі лише коли за певних розмірів каналу, витрат і параметрів газу в мінімальному перерізі буде виконана умова $M = 1$. За наявності втрат швидкість звуку встановиться в перерізі, зрушеному від мінімального перерізу вниз по потоку. Розширювальна частина є звичайним дозвуковим дифузором.

Теоретично можна уявити, що завдяки плавності профільованих стінок надзвуковий частини дифузора стиснення здійснюється поступово і безперервно. Однак на практиці гальмування за такою схемою отримати не вдається. Завдяки особливостям надзвукового потоку в звужувальній частини дифузора виникають стрибки ущільнення.

Стрибки ущільнення. Коефіцієнт швидкості

Дослідження надзвукових течій ($M > 1$) показують, що зменшення надзвукової швидкості до дозвуковій здійснюється стрибкоподібно. Такому стрибку швидкості відповідає і стрибкоподібна зміна щільності, тиску і температури газу. Така зміна параметрів потоку називається стрибком ущільнення (стоячою ударною хвилею).

Стрибки ущільнення поділяються на прямі та косі. Якщо поверхня (фронт) стрибка перпендикулярна до напрямку швидкості потоку, що набігає, тобто кут $\alpha = 90^\circ$, то стрибок називають прямим. За прямим стрибком швидкість завжди дозвукова. Косим називається стрибок, поверхня якого утворює з напрямком швидкості потоку, що набігає, гострий кут ($\alpha < 90^\circ$). Швидкість після косого стрибка може бути як дозвуковою, так і надзвуковою.

Відношення тисків у потоці до і після косого стрибка:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{2k}{k+1} M_1^2 \sin^2 \alpha - \frac{k-1}{k+1}, \quad (1.44)$$

де $M_1 = \frac{\omega_1}{\alpha_1}$; $\alpha = \sqrt{kRT}$ або $\alpha = \sqrt{kzRT}$ для реального газу.

Зміна параметрів газу за косого стрибка значно менша, ніж за прямого. Це пов'язано з тим, що в косому стрибку зменшується тільки складова швидкості, нормальна до поверхні стрибка, складова швидкості, що паралельна до поверхні стрибка, за косого стрибка не змінюється. За косого стрибка втрати менші, ніж за прямого, і тим менші, чим менший кут α . Стрибки ущільнення, викликаючи незворотні перетворення кінетичної енергії газу в тепло, є джерелом властивого тільки надзвуковим потокам хвильового опору.

Варто зазначити, що швидкість звуку a має неоднакове значення в різних точках потоку, тому часто зручніше відносити швидкість ω до критичної швидкості газу $a_{кр}$. Критичною швидкістю газу $a_{кр}$ називається швидкість потоку, що дорівнює місцевій швидкості звуку. Відношення швидкості газу до критичної швидкості називається коефіцієнтом швидкості $\lambda = \omega / a_{кр}$. Відмінність $a_{кр}$ від a полягає в тому, що a – швидкість звуку за дійсної температури в певній точці, а $a_{кр}$ – швидкість потоку, що дорівнює швидкості звуку за температури $T_{кр}$, відповідній $M = \lambda = 1,0$.

Температура газу за швидкості потоку, що дорівнює швидкості звуку:

$$T_{кр} = T^* - \frac{a_{кр}^2}{2c_p}, \text{ де } a_{кр} = \sqrt{kRT_{кр}}.$$

Звідси можна отримати:

$$a_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT^*} \quad (1.45)$$

$$T_{кр} = \frac{2}{k+1} T^*; p_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} p^*. \quad (1.46)$$

Подібність течії потоку газу

Складність явищ, що виникають під час руху газу в проточній частині турбокомпресора, спонукає до необхідності численних теоретичних і особливо експериментальних досліджень.

Необхідною умовою для широкого узагальнення даних, отриманих при дослідженні моделей, і обґрунтованого застосування їх у розрахунках, є дотримання законів подібності руху потоків газу. Дотримання повної подібності двох потоків газу означає, як відомо з аеродинаміки, геометричну, кінематичну, динамічну і теплову подібності.

У загальному випадку подібність потоків у турбомашинах досягається за наявності геометричної (разом із подібністю шорсткості поверхонь) і кінематичної подібності у разі рівності таких критеріїв:

$$Re = \frac{cl}{\nu}; M = \frac{\omega}{a}; k = \frac{c_p}{c_v}; Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}; Sh = \frac{c\tau}{l}.$$

Практично неможливо досягти рівності всіх критеріїв подібності для двох подібних систем, що відрізняються розмірами. Повне виконання умов подібності можливо за рівності натурних і модельних турбокомпресорів, а також за одного і того ж робочого тіла. Тому під час дослідження моделей турбокомпресорів і їхніх елементів користуються прийомами наближеного моделювання. Під час наближеного моделювання дотримуються рівності найбільш істотних для цього явища чисел або критеріїв подібності.

Дослідження показують, що для наближеної подібності в турбомашинах необхідно крім геометричної подібності (разом із подібністю шорсткостей), забезпечити рівність чисел M , Re , k і кутів атаки (або коефіцієнтів витрат) у моделі і в натурі. Водночас потрібно мати на увазі структуру і ступінь турбулентності потоків, які часто враховуються шляхом введення поправки до чисел Рейнольдса. Перераховані критерії є визначальними. У разі рівності визначальних критеріїв у натурі і в моделі буде автоматично дотримано рівність ряду невизначених критеріїв, що мають важливе значення для оцінки роботи турбокомпресора. До них належать, наприклад, коефіцієнти корисної дії, коефіцієнти витрат і напору, ступінь реактивності тощо.

Структура потоку. Втрати

За наявності в'язкості швидкість газу безпосередньо на поверхні стінки дорівнює нулю. Зростання швидкості від нуля до її значення в ядрі потоку відбувається в шарі газу, прилеглому до поверхні стінки (рис. 1.5). Цей шар називається прикордонним шаром. Товщина його є величина умовна; вона зазвичай приймається рівною відстані від поверхні стінки до точки в потоці, у якій величина швидкості відрізняється від швидкості основної частини (ядра) потоку на 1 %.

Профіль прикордонного шару залежить від низки факторів, насамперед від характеру течії (конфузорного або дифузорового), від числа Рейнольдса потоку, його ступеня турбулентності. Напруга тертя відповідно до закону тертя Ньютона можна визначити за формулою (справедлива для ламінарного потоку):

$$\tau = \mu \frac{d\omega}{dy}, \quad (1.47)$$

де μ – динамічний коефіцієнт в'язкості.

Зазвичай вважають, що всі втрати тертя наявні в прикордонному шарі, а в ядрі потоку вони незначно малі. Дані досліджень підтверджують це припущення.

На рисунку 1.5 наведено розподілення швидкостей в пограничному шарі в різних за довжиною дифузора перерізах.

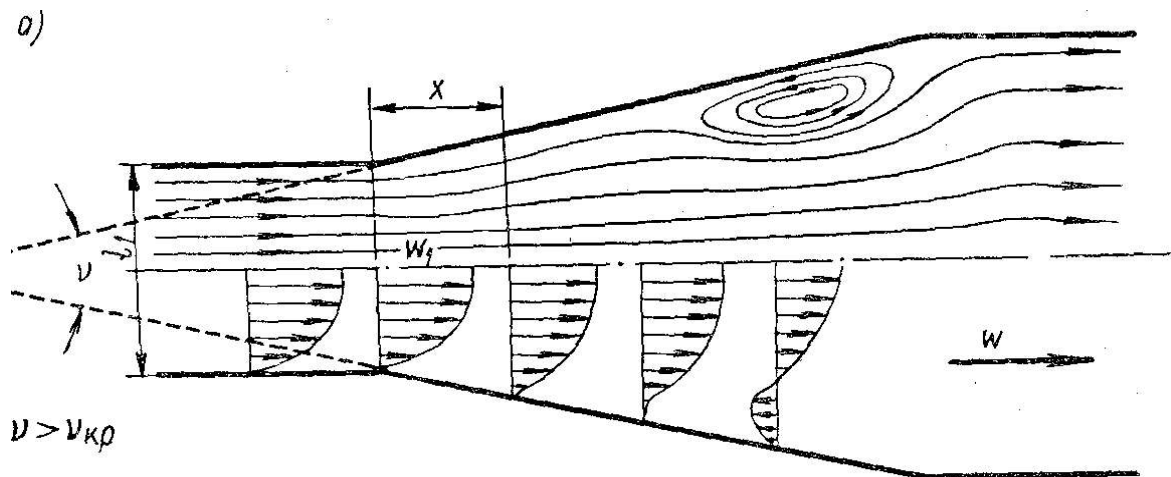


Рисунок 1.5 – Розподілення швидкостей в пограничному шарі, що прилягає до поверхні стінки

При наближених розрахунках втрат на тертя зазвичай виходять з експериментально встановленої залежності для розмірів каналів і швидкостей потоку, що наявні в техніці:

$$\tau_0 = \lambda_1 \rho \frac{\omega_{\text{сер}}^2}{2}, \quad (1.48)$$

де τ_0 – дотичне напруження на поверхні стінки каналу;

$$\omega_{\text{сер}} = \frac{1}{f} \int \omega df - \text{середня за поперечним перерізом швидкість (індекс «сер»}$$

зазвичай не вважають);

λ_1 – коефіцієнт тертя, що залежить від природи газу, стану поверхні стінок, числа Рейнольдса.

Виділимо в потоці газу, що рухається в каналі, нескінченно малу масу обсягом fdx . Елементарна сила тертя, що діє на виділену масу:

$$dF_r = \lambda_1 \rho \frac{\omega_{\text{сер}}^2}{2} U_{\text{см}} dx,$$

де $U_{\text{см}}$ – периметр каналу.

Розглядаються втрати тертя по всіх стінках каналу, у зв'язку з чим $U_{\text{см}}$ дорівнює периметру перерізу каналу U .

Маса виділеного обсягу дорівнює $\rho f dx$, тоді сила тертя, яка припадає на 1 кг маси газу:

$$F_r = \lambda_1 \rho \frac{\omega_{\text{сеп}}^2}{2} \cdot \frac{U dx}{\rho f dx} = \lambda_1 \frac{U}{f} \cdot \frac{\omega_{\text{сеп}}^2}{2}.$$

У цій формулі відношення $f/U = \rho_r$ – гідравлічний радіус. Для круглого перерізу $\rho_r = \frac{r}{2}$, для прямокутного перерізу зі сторонами a і b $\rho_r = \frac{ab}{2(a+b)}$.

Робота тертя при русі газу від перерізу 1–1 до перерізу 2–2, віднесена до 1 кг маси:

$$h_r = \int_1^2 F_r dx = \int_1^2 \lambda_1 \frac{1}{\rho_r} \cdot \frac{\omega_{\text{сеп}}^2}{2} dx \quad (1.49)$$

Часто цей вираз записується у формі

$$h_r = \int_1^2 \lambda \frac{1}{d_r} \cdot \frac{\omega_{\text{сеп}}^2}{2} dx, \quad (1.49a)$$

де λ – коефіцієнт опору, $\lambda = 4\lambda_1$;

d_r – гідравлічний діаметр, $d_r = 4\rho_r = 4f/U$.

Для криволінійних каналів інтегрування ведеться уздовж криволінійної середньої лінії каналу.

У разі, коли ламінарний підшар покриває всі горбки шорсткості, вони не впливають на коефіцієнт опору. У разі підвищення числа Рейнольдса товщина ламінарного підшару зменшується, горбки шорсткості обтикаються турбулентним потоком, водночас відбувається відрив вихорів, що відносяться потоком. У результаті коефіцієнт опору зростає і визначається лише відносною величиною горбків шорсткості (відношення $k_{\text{ш}}/r$). За співмірності товщини ламінарного підшару з величиною горбків шорсткості коефіцієнт опору залежить як від числа Рейнольдса, так і від відносної шорсткості поверхні. Як показують дослідження, шорсткість впливає на розподіл швидкостей лише в області, що безпосередньо прилягає до стінки.

Оцінку впливу шорсткості поверхні на аеродинаміку потоку прийнято проводити за допомогою безрозмірної величини шорсткості, під якою мається на увазі число Рейнольдса в такій формі:

$$R_0 = \frac{\omega k_{\text{сеп}}}{\nu}, \quad (1.50)$$

де $k_{\text{сеп}}$ – середня величина шорсткості.

Шорсткість поверхні не впливає на опір, як показують дослідження, якщо $R_0 < 100$. У цьому випадку говорять про гідравлічно гладку поверхню. Разом із тим, наприклад, за швидкості повітря $\omega = 214$ м/сек і температурі $T = 300$ К для досягнення умови $R_0 < 100$ потрібно мати приблизно $k < 8$ мк. Цей спосіб може бути запропонований для наближеної оцінки допустимої шорсткості (чистоти поверхні). Для уточненого розрахунку необхідно визначати товщину ламінарного підшару δ_λ по довжині досліджуваної поверхні.

Крім втрат, обумовлених дотичними напруженнями, у каналах за наявності, наприклад, різкої зміни перерізу наявні місцеві опори, які визначаються переважно нормальними напруженнями, пов'язаними з наявністю в потоці вихроутворень у зривних областях. Втрата енергії через місцевий опір, віднесена до 1 кг маси,

$$h_r = \zeta \frac{\omega_{\text{сеп}}^2}{2}, \quad (1.51)$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору.

Рух газу в криволінійних каналах

У проточній частині турбокомпресора ми зазвичай маємо справу з криволінійними каналами, течія у яких не може вважатися однорозмірною. Визначення параметрів в таких каналах має базуватися на розрахунку плоского (двовимірного), осесиметричного або просторового потоку. Разом з цим будемо вважати потік ідеальним і безвихорим (потенційним). У першому наближенні течію в каналах компресорів у більшості випадків, крім течії в кругових обертових решітках, можна вважати потенційною по всьому перерізу каналу за винятком області прикордонного шару.

Зупинимося на деяких рівняннях і залежностях, що визначають течію газу в криволінійних каналах.

Диференціальні рівняння ліній струменя в прямокутній і циліндричній системі координат:

$$\frac{dx}{c_x} = \frac{dy}{c_y} = \frac{dz}{c_z}; \quad \frac{dr}{c_r} = \frac{dz}{c_z} = \frac{r d\varphi}{c_u}. \quad (1.52)$$

Розглянутий нев'язкий безвихоровий потік має потенціал, тоді:

$$\vec{c} = \text{grad}\Phi; \quad (1.53)$$

$$c_z = \frac{\partial\Phi}{\partial z}; \quad c_r = \frac{\partial\Phi}{\partial r}; \quad c_u = \frac{\partial\Phi}{r \, d\varphi}; \quad (1.53a)$$

де Φ – потенціал швидкості.

Рівняння безвихрового руху нестисливого газу – рівняння Лапласа:

$$\nabla^2 \Phi = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \varphi^2} = 0. \quad (1.54)$$

Визначення поля швидкостей зводиться до вирішення останнього рівняння. Граничними умовами є непроникність стінок каналу або обтічного тіла $c_n = \frac{\partial \Phi}{\partial n} = 0$, де n – нормаль до поверхні, та умови на вході в канал або на нескінченності. Коректне вирішення цього рівняння можливе лише в окремих випадках.

Вирішення завдання плоского перебігу часто проводять методом теорії функцій комплексного змінного. Для цього вводять поняття про функції струменя ψ , виведеної з рівняння нерозривності:

$$c_x = \frac{\partial \psi}{\partial y}; \quad c_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x}. \quad (1.55)$$

Функція ψ зберігає постійне значення уздовж ліній струменя. Функції Φ і ψ пов'язані між собою умовами Коші – Рімана:

$$\left. \begin{aligned} c_x &= \frac{\partial \Phi}{\partial x} = \frac{\partial \psi}{\partial y}; \\ c_y &= \frac{\partial \Phi}{\partial y} = -\frac{\partial \psi}{\partial x} \end{aligned} \right\}. \quad (1.56)$$

Ізопотенційні лінії ($\Phi = \text{const}$) і лінії течії ($\psi = \text{const}$) утворюють сімейства ортогональних ліній. У цих умовах наявний комплексний потенціал (або характеристична функція течії)

$$\chi = \Phi + i\Psi = f(z), \quad (1.57)$$

де $z = x + iy$, що однозначно характеризує дану течію.

Водночас використовують поняття про комплексну швидкість $c = c_x + ic_y$.

Ідея методу зводиться до знаходження комплексного потенціалу не в фізичній області $z = x + iy$, а в площині іншої допоміжної змінної $\zeta = \xi + i\eta$, пов'язаної з z деякою аналітичною залежністю $z = f(\zeta)$. У такий спосіб вирішується завдання обтікання в криволінійній системі координат $(\xi; \eta)$, тобто знаходиться комплексний потенціал у вигляді $\chi = f(\zeta)$. Разом із тим підбирається така перетворювальна функція $z = f(\zeta)$, за якої форма каналу

(або обтічного тіла) зводиться до окремого випадку, течія для якого має аналітичне рішення.

Метод конформного відображення використовується зазвичай під час визначення поля швидкостей при обтіканні крила або профілю решітки. Під час розрахунків течії газу в криволінійних каналах використовуються простіші наближені методи, засновані на вирішенні основних рівнянь течії, наприклад методі кінцевих різниць. Водночас часто використовуються рівняння руху в природних криволінійних координатах (одна вісь s пов'язана з лінією струменя; друга вісь n нормальна до першої, обидві лежать у меридіональній площині, що проходить через вісь z ; третя вісь пов'язана з напрямком окружної швидкості u).

Під час аналізу потоку в криволінійному каналі можуть бути використані деякі загальні залежності: витрати через елементарний кільцевий переріз:

$$d\bar{m} = 2\pi r \tau r c_m dn ;$$

рівняння Ейлера в проекції на напрямок лінії струменя (у межах одного елемента, наприклад решітки):

$$\frac{d}{ds}(i^* - u c_u) = 0 \quad (1.58)$$

і в проекції на нормаль до лінії струменя (рівняння рівноваги)

$$-\frac{c_m^2}{r_s} - \frac{c_u^2}{r} \cos \gamma = F_{Mn} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dn}, \quad (1.59)$$

де F_{Mn} – проекція масової сили F_M , наведеної до одиниці маси;

τ – коефіцієнт захаращення перерізу лопатками;

c_t – швидкість у меридіональному перерізі;

γ – кут між віссю z і швидкістю c_t .

Те саме рівняння рівноваги в проекції до напрямку осі r може бути записано у вигляді:

$$\frac{c_m^2}{r_s} \cos \gamma + \frac{c_u^2}{r} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dr}. \quad (1.60)$$

Точне вирішення наведених рівнянь руху доволі важке, тому зазвичай застосовують наближені методи.

Під час розрахунку меридіонального потоку в просторовій круговій решітці (у робочому колесі відцентрового компресора) величина розхідної швидкості знаходиться з урахуванням стиснення потоку лопатками, а напрямок

відносної швидкості в радіальній площині визначається наближено за формулою $\beta \approx \beta_n$. Енергія потоку на кожному радіусі визначається за рівняннями (1.4) і (1.42).

Ефективним методом розрахунку поля швидкостей в криволінійних каналах є метод ЕГДА. Тепер розглянемо течію в плоскому криволінійному каналі. У цьому випадку для ідеального потоку за $F_M = 0$ рівняння (1.49) буде мати вигляд:

$$\frac{c_m^2}{r_s} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dn} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{dc_m^2}{dn},$$

де $r_s > 0$ при направленні по осі n .

Відзначимо, що це рівняння легко отримати, розглянувши рівновагу частинки газу в напрямку осі n при заданих умовах.

Вважаючи наближено, що $r_s \approx \text{const}$ у напрямку осі n , отримаємо:

$$\frac{dc_m}{c_m} + \frac{dn}{r_s} = 0; \quad c_m r_s = \text{const} \quad \text{и} \quad c_m = c_{ma} \frac{r_{sa}}{r_s},$$

а також полягаючи, що $\rho \approx \text{const}$:

$$p = p_a + \frac{1}{2} \rho c_{ma}^2 \left(1 - \frac{r_{sa}^2}{r_s^2} \right). \quad (1.61)$$

Останні формули наочно показують зміну швидкості і тиску в криволінійному каналі. Наявність поля відцентрових сил через криволінійності каналу призводить до підвищення тиску в напрямку дії цих сил, оскільки вони можуть бути врівноважені лише силами тиску.

За однакової повної енергії всіх струменів $\left(\frac{p}{\rho} + \frac{c_m^2}{2} \right)$ підвищення тиску у зовнішньої стінки можливе лише шляхом зниження швидкості.

У такому криволінійному каналі маємо для струменів біля стінок різний характер руху. Уздовж опуклої стінки спочатку настає прискорена (конфузорна) течія К, а потім – дифузорна Д. У зовнішній (увігнутій) поверхні маємо зворотну картину – спочатку дифузорна, а потім конфузорна течія незалежно від характеру течії в середньому. Характер зміни середньої швидкості по каналу буде або сприяти розвитку, або послаблювати місцеву дифузорність і місцеву конфузорність на окремих ділянках.

Отже, загальна дифузорність (або конфузорність) каналу $n = f_2/f_1$, закон зміни площі по довжині каналу $f = \varphi(s)$, кут розкриття ще не характеризують однозначно течію в криволінійному каналі.

Дуже важливими характеристиками такого каналу є його кривизна $1/r_s$ і дифузорність течії в струменях біля опуклої поверхні $\frac{C_{max}}{C_{min}}$.

На практиці в турбомашинах дифузорні канали (межлопаточні канали, осесиметричні кільцеві дифузори тощо) мають зазвичай порівняно невелику кривизну. Їхнє оцінювання проводиться як на основі детального розрахунку, так і за допомогою еквівалентного кута розкриття ν_e , дифузорності n і закону зміни площі по довжині.

Часто доводиться мати справу з сильно вигнутими криволінійними каналами, середня швидкість у яких майже постійна (наприклад, поворотні коліна в відцентрових компресорах) або має значне прискорення (конфузор турбокомпресорів). У першому випадку для зменшення втрат канал зазвичай виконують трохи звужувальними. В обох випадках під час проектування таких каналів, особливо за обмежених розмірів, постає важливе питання про неприпустимість великої місцевої дифузорності, для уникання появи розвинених зривних зон.

Дуже ефективно знижує місцеву дифузорність збільшення радіусу кривизни r_s , у зв'язку з чим вибір радіуса r_s потрібно проводити дуже обачно.

Для зниження розвиненої місцевої дифузорності на опуклій поверхні рекомендується задавати закон зміни середньої швидкості так, щоб максимальна середня конфузорність потоку припадала на другу половину каналу (на область, де на опуклій поверхні є дифузорна зона).

За дуже обмежених розмірів зниженню місцевої дифузорності і вирівнюванню поля швидкостей за поворотом сприяють розділові стінки або напрямні лопатки.

У разі течії в'язкого газу в криволінійних і прямих каналах зазвичай всю область розбивають на дві частини: ядро потоку, де впливом в'язкості практично можна знехтувати, і прикордонний шар. Розрахунок прикордонного шару ведуть за параметрами потоку, отриманими через розрахунок течії ідеального газу в ядрі для відповідних струмків, прилеглих до даної поверхні.

Із розгляду картини течії в криволінійному каналі ясно, що відрив потоку може виникнути як на опуклій, так і на увігнутій поверхнях. Однак найбільш небезпечним з погляду збільшення втрат і нерівномірності потоку за поворотом є зрив на опуклій поверхні, оскільки дифузорність потоку тут значно вища і зривна зона може піти в наступні за поворотом елементи, викликавши різку зміну поля швидкостей. На увігнутій поверхні зривна зона зазвичай локалізована, тому що за дифузорною зоною йде конфузорна, на якій прикордонний шар знову «пристає» до стінки.

Якщо в каналі немає відривів, то поле швидкостей, розраховане для ідеального потоку, добре збігається з дослідним розподілом. За наявності відривів такий збіг має місце лише до точки відриву.

Численні дані показують, що розрахунок точки відриву на опуклих поверхнях криволінійних каналів дає добрий збіг з дослідженням. Разом із тим на положення точки відриву незначно впливає передісторія прикордонного шару, оскільки на сильно конфузорній ділянці, що передує дифузорній, прикордонний шар стає значно тоншим. Зі збільшенням кута зігнутості каналу спостерігається зменшення відновлення тиску і спотворення поля швидкостей на виході.

Вплив зміни площі поперечного перерізу вздовж довжини криволінійного каналу з кутом повороту 180° і кривизни стінок на втрати в ньому показані на рисунку 1.6. Для конфузорно осесіметричних каналів за повороту на 90° від радіального напрямку до осевого рекомендується обирати оптимальні співвідношення розмірів. Необхідно, щоб спроектований канал мав максимальну конфузорність у другій половині, чим забезпечується зменшення дифузорності на опуклій стінці і висока його ефективність. У разі течії в'язкого газу в криволінійних каналах виникають так звані вторинні течії, що розташовуються в площинах, перпендикулярних до напрямку основного потоку.

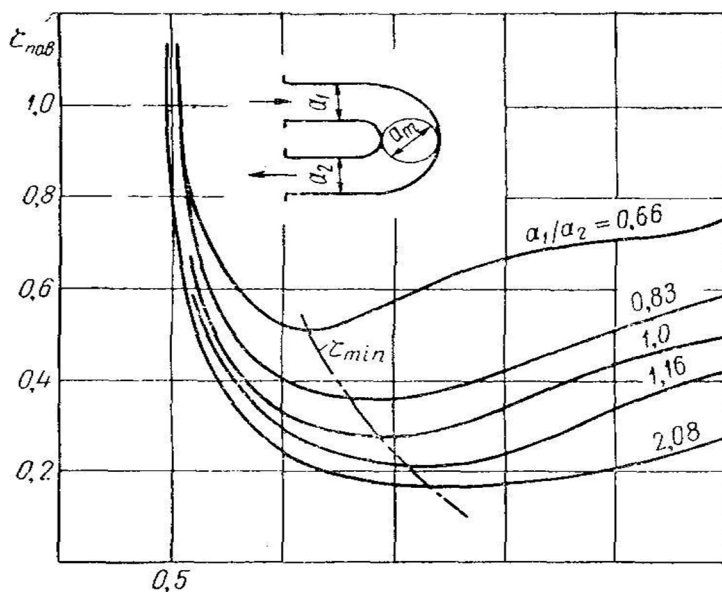


Рисунок 1.6 – Залежність втрат у криволінійних каналах відповідно до закону зміни перерізу по довжині і кривизни стінок

У напрямку нормалі до ліній струменя в ядрі потоку згідно з рівнянням (1.49) встановлюється рівновага відцентрової сили $P_{\text{ц}} = \rho \frac{c_m^2}{r_s}$ і сили тиску, пропорційній $\frac{\partial p}{\partial n}$.

Разом із тим сила тиску постійна за шириною каналу, у той час як швидкість у бічних стінок падає в прикордонному шарі. У зв'язку з цим в області прикордонного шару на бічних стінках з'являється неврівноважена сила, що викликає появу течії від області більшого тиску до області меншого тиску. У результаті цього тиск у прикордонному шарі в верхній частині дещо падає, а в нижній – зростає. Відбувається стікання прикордонного шару до нижньої (опуклою) поверхні та підсмоктування газу в прикордонний шар у верхній частині. Поступово, за достатньої довжині криволінійної ділянки каналу, унаслідок нерозривності потоку частина газу, що прилегла до торцевих стінок, втягується у вторинну течію – утворюються парні вихори, що обертаються в протилежні боки. За малої висоти каналу вторинна течія охоплює весь потік. Усі частинки, які беруть участь у вторинній течії, крім швидкості основного руху, набувають додаткову складову швидкості.

Отже, джерелом розглянутої вторинної течії є прикордонний шар. Кінетична енергія вторинної течії поступово через тертя перетворюється в тепло. Отже, вторинна течія є джерелом особливих вторинних (індуктивних) втрат. Втрати енергії через кривизну каналу можна розглядати як суму додаткових втрат на тертя через вторинний рух і втрат, що викликані вихровими течіями. Одночасно наявність вторинної течії впливає на умови течії в прикордонному шарі на стінках, змінюючи тим самим втрати в ньому, що може викликати відрив потоку. Крім того, наявність вторинної течії призводить до спотворення поля швидкостей на виході з каналу, потовщення прикордонного шару на опуклій і стоншуванні його на увігнутій поверхні.

Питання для самоперевірки

1. Який принцип дії використовується у центробіжних та осьових машинах та в чому полягає його сутність?
2. З яких основних вузлів складається турбокомпресор та яке їх призначення?
3. Якими основними рівняннями описуються термодинамічні процеси стискання середовища в турбокомпресорах?
4. Якими основними рівняннями описуються аеродинамічні процеси стискання та переміщення середовища в турбокомпресорі?
5. Якими параметрами та характеристиками характеризується режим роботи компресора?
6. Чим викликані втрати енергії в проточній частині компресора?
7. Що таке сталість роботи турбокомпресора та від яких факторів вона залежить?
8. Що таке колапс? Від чого він залежить та як його попередити?

2 МЕТОДИ І МОДЕЛІ ДІАГНОСТИКИ ФУНКЦІОНАЛЬНО-ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ

2.1 Системні принципи синтезу методів та моделей діагностики функціонально-технічного стану газоперекачувальних агрегатів

Розроблення необхідної сукупності методів і моделей оцінювання функціонально-технічного стану (ФТС) газоперекачувальних агрегатів (ГПА) на різних рівнях керування газотранспортної системи (ГТС) є складним і трудомістким завданням. Для її успішного вирішення необхідно визначити методичні підходи.

Пропонований синтез методів і моделей оцінки ФТС ГПА на основі загальносистемних принципів полягає у виконанні такої послідовності операцій:

- формування обмеженої кількості варіантів визначень завдання на розроблення методів і моделей;
- попередній аналіз варіантів і попередня оцінка значень критеріїв ефективності за умови реалізації вимог і обмежень на їхнє розроблення;
- вибір одного або декількох варіантів ефективних методів і моделей оцінки ФТС для кожного рівня керування ГТС, їхнє детальне розроблення і створення на їхній основі алгоритмів і програм для оцінки ФТС ГПА;
- експериментальна апробація розроблених методів і моделей за реальною інформацією, зіставлення отриманих методів і моделей оцінки ФТС із реальною інформацією про стан ГПА, вибір оптимальних налаштувань алгоритмів;
- верифікація методів і моделей за результатами експериментальних досліджень.

Необхідність використання загальних системних принципів синтезу методів і моделей оцінки фактичного ФТС ГПА пов'язана з такими факторами й умовами:

- кількісними та якісними характеристиками енергоустаткування газотранспортної системи – сотні різнотипних ГПА з різним терміном наробітку, з різною номенклатурою і точністю вимірюваних параметрів;
- багаторівневою системою керування транспортуванням газу і необхідністю координації оцінки ФТС ГПА як усередині рівнів керування, так і між рівнями;
- концептуальним вирішенням проблемних питань досягнення необхідних показників вірогідності оцінки ФТС ГПА як усередині рівнів керування, так і між рівнями;
- єдиним підходом до оцінки ефективності синтезованих методів і моделей оцінки ФТС ГПА.

Системні принципи разом із прийнятими розрахунковими умовами регламентують реалізацію необхідної сукупності взаємно скоординованих

методів і моделей у вигляді єдиної методології [18, 19]. Регламентація розробок реалізується на рівні вимог, обмежень і критеріїв синтезу кожного методу і кожної моделі.

Як системні принципи синтезу в даній роботі пропонується використовувати принципи: єдності; цілісності; ефективності.

Принцип єдності

Реалізація принципу єдності забезпечує уніфікацію й універсалізацію розроблюваних методів і моделей оцінки ФТС ГПА.

У сфері уніфікації вирішують такі завдання:

- приведення паспортних характеристик ВЦН і ГТУ всіх ГПА, експлуатованих до відповідних єдиних умов їхнього визначення;
- вибір єдиного комплексу характеристик і показників ФТС ВЦН і ГТУ для різних типів ГПА;
- розрахунок характеристик і показників ФТС на всіх етапах життєвого циклу ВЦН і ГТУ (від моменту виготовлення до ухвалення рішення про зняття з експлуатації) згідно з єдиними стандартами і/або методичними вказівками;
- оцінка вірогідності вхідної вимірюваної інформації та якості результатів обчислення характеристик і показників ФТС ВЦН і ГТУ на основі єдиних критеріїв;
- реалізація єдиних показників ефективності методів і моделей оцінки ФТС загальних для всіх типів ГПА (у межах розроблюваної методології).

Універсалізація методів і моделей повинна забезпечувати визначення ФТС усіх ГТУ і ВЦН ГПА, що експлуатуються в газотранспортній мережі України.

Принцип цілісності

Принцип цілісності полягає в забезпеченні повноти й несуперечності розробки методології, координації методів і моделей з метою підвищення їхньої ефективності.

Щодо повноти і несуперечності, то цей принцип означає необхідність реалізації в методології таких розробок:

- детермінованих, вирогіднісних і комбінованих методів оцінки ФТС ВЦН і ГТУ на всіх рівнях керування ГТС, заснованих на теоретичних і експериментальних дослідженнях впливу різних видів дефектів проточних частин на ФТС ГПА;
- різного рівня складності газодинамічних моделей проточних частин ГТУ і ВЦН. Рівень складності математичних моделей конкретних типів ВЦН і ГТУ визначається наявністю вихідних даних щодо конструкції проточних частин ГТУ і ВЦН, характеристиками окремих агрегатів і вузлів;

– математичного забезпечення, настроювання і верифікації методів оцінки ФТС і математичних моделей ГТУ і ВЦН за результатами усіх видів експериментальних випробувань ГПА.

Щодо координації методів і моделей оцінки ФТС цей принцип визначає необхідність вирішення таких завдань:

- обмін вхідної інформації і результатів обчислень між рівнями;
- зіставлення отриманих результатів на різних рівнях;
- оцінювання точності одержуваних результатів і усунення причин неприпустимих відхилень між одержуваними результатами;
- оцінка вірогідності ФТС, що визначається за діагностичними результатами, отриманими на різних рівнях керування ГТС.

Принцип ефективності

Принцип ефективності методів параметричної діагностики ВЦН і ГТУ, до яких належать і синтезовані методи оцінки ФТС ГПА, у загальному випадку визначається такими критеріями:

- вірогідністю, як мірою об'єктивної оцінки відповідності ФТС ГПА дійсному технічному стану ГПА;
- точністю оцінки, що характеризує ступінь відповідності дійсному, й отриманих у результаті випробувань характеристик і параметрів, що визначають ФТС ГПА;
- оперативністю (часом оцінки ФТС ГПА);
- практичною затребуваністю (цінністю) результатів оцінки при використанні їх у конкретних технологічних процесах транспортування газу й обслуговуванні енергоустаткування ГТС.

Наведені критерії є взаємозалежними. Наприклад, за інших однакових умов величина швидкодії буде тим менше, чим вище вимоги із вірогідності цієї оцінки.

Варто також зазначити, що безпосереднє одержання прийнятних значень вірогідності не завжди можливо в умовах неповноти й невірогідності вхідної вимірюваної інформації. Тому необхідно ввести в розробку методології принцип ефективності як сукупність методичних розробок і організаційних рішень, спрямованих на одержання достатньої для вирішення технологічних завдань вірогідності оцінки ФТС ГПА.

Принцип ефективності визначає досягнення необхідного значення вірогідності оцінки ФТС ГПА як результату послідовних дій:

- а) оцінка ФТС ГПА на основі обробки первісної сукупності векторів вимірів параметрів ГПА за допомогою синтезованих методів і моделей виходячи з критерію максимуму вірогідності при завданні значень за іншими критеріями ефективності як обмеження;

б) оцінка значення вірогідності й аналіз достатності отриманої оцінки для вирішення технологічних завдань управління ГТС;

в) у разі неприйнятності оцінки вірогідності визначення переліку необхідних організаційних заходів щодо одержання додаткової інформації або підвищенню точності виміру параметрів ГПА для наступного циклу випробувань (проведення калібрувань датчиків, заміна датчиків на більш точні, використання інформації із сусідніх, працюючих у КЦ ГПА тощо);

г) проведення наступного циклу випробувань з визначенням оцінки ФТС ГПА;

д) повторна оцінка значення вірогідності й аналіз достатності отриманої оцінки.

У разі неприйнятності оцінки вірогідності повторюють дії в, г і д.

2.2 Вибір оцінок функціонально-технічного стану ГПА

Завдання вибору оцінок ФТС ГТУ і ВЦН розглядається в такому порядку: необхідно визначити за даними штатних приладів агрегатної і цехової автоматики, даними теплотехнічних випробувань одну або кілька сукупних параметрів і характеристик, що незалежно від типу агрегату, однозначно і з максимальною вірогідністю характеризують фактичне ФТС ВЦН і ГТУ. Разом із тим оцінки ФТС ВЦН і ГТУ повинні задовольняти таким умовам:

– оцінки повинні містити достатню за складом і точністю інформацію для вирішення всіх технологічних завдань керування експлуатацією (керування ГПА, КС, газопроводом і загалом ГТС, технічне обслуговування ГПА тощо);

– оцінки ФТС не повинні викликати ускладнень для їхнього використання.

З аналізу найбільш відомих методів діагностики ГПА випливає, що результатами діагностики є:

– різні коефіцієнти технічного стану (КТС) ВЦН, ГТУ і ГПА загалом [15, 27];

– фактичні зведені характеристики ВЦН і ГТУ [16, 17];

– величини конкретних дефектів проточних частин ВЦН і ГТУ [18].

КТС, що подаються у виді скалярних величин, зручні для використання і дозволяють вирішувати більшість технологічних задач керування експлуатацією. У той же час, достовірність цих коефіцієнтів доволі низька.

КТС переважно визначають під час проведення теплотехнічних випробувань ВЦН на КС. Ці випробування зазвичай проводять із використанням штатних приладів агрегатної автоматики. Кількість вимірів параметрів ГПА не перевищує трьох. Зведена об'ємна продуктивність ВЦН від виміру до виміру змінюється в межах 2 – 3 %, а частота обертання турбін – на 100 об/хв. КТС, що розраховуються постійні для всього діапазону приведеної продуктивності ВЦН і, власне кажучи, виступають як усереднені показники зсуву

(прямого зрушення) фактичних характеристик щодо паспортних. Інформація, що міститься у фактичних зведених характеристиках ВЦН і ГТУ, достатня для вирішення технологічних завдань керування транспортом газу. Оскільки ці характеристики є функціями від одного і більше приведених параметрів, їхнє використання в низці випадків викликає певне ускладнення. Вірогідність зведених характеристик багато в чому визначається точністю обчислення об'ємної продуктивності ВЦН. Розрахунок об'ємної продуктивності ВЦН за інформацією датчика перепаду тиску газу на звужувальному пристрої нагнітача пов'язаний з похибкою в десятки відсотків.

Вірогідність конкретних дефектів проточних частин ВЦН і ГТУ, що розраховуються, визначається переважно методичними похибками використовуваних математичних моделей ГТУ і ВЦН і інструментальними похибками вимірювання параметрів ГПА. За визначення ФТС ГПА в умовах КС і вимірювання параметрів штатними приладами, інструментальні похибки настільки великі, що методи параметричної діагностики не забезпечують подолання дефектів. До того ж багато методів параметричної діагностики не пристосовані до умов, коли кількість «підозрюваних» у наявності дефектів проточних частин ГТУ і ВЦН більше кількості вимірюваних параметрів, а ті методи, що враховують ці умови, не забезпечують обґрунтування одиничності одержуваних рішень і оцінок вірогідності результатів. У тих випадках, коли конкретні дефекти проточних частин ВЦН і ГТУ можна визначити з необхідною вірогідністю, інформація, що міститься в них, достатня для вирішення технологічних задач керування експлуатацією. Водночас необхідно вирішити завдання визначення фактичних зведених характеристик ВЦН і ГТУ щодо можливої зміни зведених параметрів.

Підводячи підсумок аналізу можливого вибору як оцінки ФТС відомих діагностичних параметрів, варто зазначити:

- взаємозалежне завдання вибору параметрів, що діагностуються, і характеристик ГПА в умовах КС, їхнього визначення з точністю в кілька відсотків щодо паспортних значень не вирішена;

- фактичні приведені характеристики ВЦН і ГТУ стосовно КТС мають більшу вірогідність і не висувають таких твердих вимог до точності виміру параметрів ГПА, що необхідні для визначення конкретних значень дефектів.

Пропонується ввести поняття сукупності узагальнених дефектів проточної частини ВЦН і ГТУ, установити однозначну відповідність між значенням кожного виду узагальненого дефекту з цієї сукупності і положенням розрахункових приведених характеристик ВЦН і ГТУ щодо паспортних.

*Визначення функціонально-технічного стану ВЦН і необхідної безлічі
розрахункових характеристик для різних видів узагальнених дефектів*

Як параметр оцінювання функціонально-технічного стану ВЦН обирають:

– величину і вид узагальненого дефекту ВЦН, $D_c \in \{D_j\} \quad j = \overline{1, ND}$,

де ND – число введених узагальнених дефектів проточної частини ВЦН;

– фактичні зведені характеристики ВЦН, положення яких щодо паспортних однозначно визначається D_c ;

– коефіцієнт технічного стану (КТС) ВЦН.

Під узагальненим нормованим дефектом проточної частини розуміється вид і значення функції зсувів фактичних зведених характеристик щодо паспортних, які відображують сукупний вплив на цей зсув різних видів конкретних дефектів проточних частин або їхніх комбінацій (зазор в ущільненні покривного диска, підріз лопаток робочого колеса і лопаткового дифузора тощо).

Безпосередньо види узагальнених дефектів і параметри зсуву розрахункових характеристик визначаються на основі експериментальних і теоретичних досліджень впливу найбільш ймовірних (основних) дефектів проточної частини ВЦН та їхніх комбінацій на характеристики кожного конкретного ВЦН.

За цими даними для цілого ряду ВЦН збільшення таких дефектів, як зазор в ущільненні покриття диска, підріз лопаток робочого колеса і лопаткового дифузора нагнітача викликає пропорційне зменшення політропного ККД і ступеня стиснення. Характерно, що для цих видів дефектів відношення величини зменшення ступеня стиснення до величини зменшення політропного ККД для різних типів ВЦН складають відносини близько 1:5 – 1:7. Конкретизувати вид дефекту проточної частини і його величину за оцінкою зміщення розрахункових або фактичних значень політропного ККД і ступеня стиснення щодо паспортних, у цьому випадку, не видається можливим. Для ВЦН з такими дефектами як узагальнений дефект доцільно вибрати просту суму дефектів.

Узагальнений нормований дефект проточної частини ВЦН визначається наступними умовами: відповідності; достатності; ранжування; нормування; однозначності вирішення прямого і зворотного завдання.

Умова відповідності

Кожному виду дефекту D_j повинні відповідати фіксовані значення розрахункових характеристик приведеної міри стиснення $\varepsilon_{пр j}^p(Q_{пр}, D_j)$ і політропного ККД $\eta_{пол j}^p(Q_{пр}, D_j)$ щодо паспортних за $D_j = 1$ і визначенні функції зміни зсуву залежно від величини дефекту D_j .

За $D_j = 0$ розрахункові характеристики ВЦН збігаються з відповідними паспортними.

Розрахункові характеристики ВЦН є залежністю зведеної міри стискання і політропного ККД у функції від зведеної об'ємної продуктивності для різних дефектів і їхніх комбінацій. З метою зменшення обсягу обчислень розрахункові характеристики ранжуються за видом узагальненого нормованого дефекту [18].

Проведені дослідження показали, що зсув розрахункових характеристик $\varepsilon_{прj}^p$, $\eta_{полj}^p$ щодо паспортних $\varepsilon_{пр}^п$, $\eta_{пол}^п$ визначається двома параметрами $\delta\varepsilon_{\min j}$ та $\delta\eta_{\min j}$ на лівому кінці характеристик за $Q_{пр} = Q_{\min}$ і відповідно двома параметрами $\delta\varepsilon_{\max j}$ і $\delta\eta_{\max j}$ на правому кінці за $Q_{пр} = Q_{\max}$ для $D_j = 1$. Тут Q_{\min} , Q_{\max} – паспортні значення мінімальної і максимальної продуктивності ВЦН. Водночас конкретні величини зсувів є лінійними функціями $Q_{пр}$ та D_j

$$\varepsilon_{прj}^p(Q_{пр}, D_j) - \varepsilon_{пр}^п(Q_{пр}) = \left(\frac{\delta\varepsilon_{\max j} - \delta\varepsilon_{\min j}}{Q_{\max j} - Q_{\min j}} \cdot (Q_{пр} - Q_{\min}) + \delta\varepsilon_{\min} \right) \cdot D_j,$$

$$\eta_{полj}^p(Q_{пр}, D_j) - \eta_{пол}^п(Q_{пр}) = \left(\frac{\delta\eta_{\max j} - \delta\eta_{\min j}}{Q_{\max j} - Q_{\min j}} \cdot (Q_{пр} - Q_{\min}) + \delta\eta_{\min} \right) \cdot D_j.$$

Графічне зображення паспортних і розрахункових характеристик наведене на рисунку 2.1.

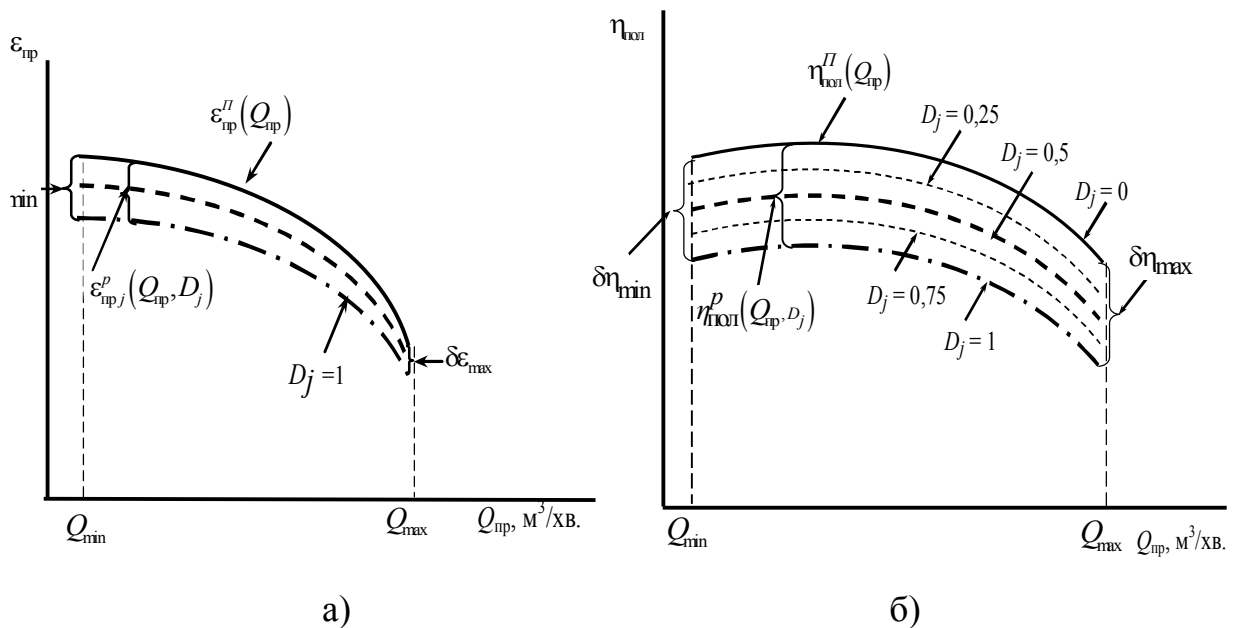


Рисунок 2.1 – Паспортні та розраховані характеристики ВЦН:
а – паспортні; б – розраховані

Умова достатності

Визначувані фактичні зведені характеристики ВЦН $\varepsilon_{np}^f(Q_{np})$ і $\eta_{пол}^f(Q_{np})$ належать безлічі розрахункових характеристик обраного дефекту

$$D_c: \varepsilon_{np}^f(Q_{np}) \in \{\varepsilon_{np}^p(Q_{np}, D_c)\} \text{ і } \eta_{пол}^f(Q_{np}) \in \{\eta_{пол}^p(Q_{np}, D_c)\};$$

$$D_c \in \{D_i\}, i = \overline{1, ND}.$$

Умова ранжування

Вагові коефіцієнти зваженої суми конкретних видів дефектів проточної частини ВЦН, що визначають вид узагальненого нормованого дефекту, повинні задовольняти умовам (2.1). Величини зсуву розрахункових характеристик ВЦН щодо паспортних

$$\begin{aligned} S_{m\varepsilon_j}(Q_{np}) &= \varepsilon_{np}^n(Q_{np}) - \varepsilon_{np,j}^p(Q_{np}, D_j = 1); \\ S_{m\eta_j}(Q_{np}) &= \eta_{пол}^n(Q_{np}) - \eta_{пол,j}^p(Q_{np}, D_j = 1), \end{aligned}$$

відповідні j -му узагальненому нормованому дефекту за $D_j = 1$, які відрізняються від відповідних зсувів будь-якого іншого дефекту $D_l = 1$ $l \neq j$ на константи ранжування R_ε та R_η

$$\begin{aligned} \text{Max } |S_{m\varepsilon_j}(Q_{np}) - S_{m\varepsilon_l}(Q_{np})| &> R_\varepsilon \text{ за } Q_{np}; \\ \text{Max } |S_{m\eta_j}(Q_{np}) - S_{m\eta_l}(Q_{np})| &> R_\eta \text{ за } Q_{np}. \end{aligned} \tag{2.1}$$

Умова нормування

Нормування узагальнених дефектів ВЦН потрібне для критеріального визначення одного виду D_c з безлічі $\{D_j\}$, $j = \overline{1, ND}$ відповідно до критерію максимуму вірогідності.

Значенню узагальненого дефекту, що дорівнює 1, відповідають такі втрати за ККД, які є максимальними ($D_j = 1$) для цього типу ВЦН. Максимальний зсув розрахункової характеристики політропного ККД відносно відповідної паспортної характеристики для всіх видів узагальнених дефектів дорівнюють заданій величині R_{zad} для цього типу ВЦН:

$$\text{Max } S_{m\eta_j}(Q_{np}, D_j = 1) = R_{zad}, \text{ для усіх } j = \overline{1, ND} \text{ за } Q_{np}.$$

Умова однозначності вирішення прямого і зворотного завдань

Повинні існувати дві функції однозначного перетворення F_1 і F_2 , що дозволяють відповідно вирішити пряме і зворотне завдання оцінки ФТС ВЦН. Під час вирішення прямого завдання повинні визначатися пари значень $D_{j,i}$ і $Q_{пр j,i}$ за вектором вимірних параметрів ВЦН x_i і його вихідними даними ID

$$\{x_i, ID\} \xrightarrow{F_1} \{D_{j,i}, Q_{пр j,i}\}, \forall j = \overline{1, ND}.$$

Під час вирішення зворотного завдання за обчисленими значеннями $D_{j,i}, Q_{пр j,i}$, а також параметрами ВЦН на його вході $x_{вх i}$ та вихідними даними ID , повинні визначатися розрахункові параметри ВЦН x_i^p , що задовольняють умові

$$\{x_{вх i}, D_{j,i}, Q_{пр j,i}, ID\} \xrightarrow{F_2} \{x_i^p\},$$

$$x_{вх i} \in x_i, \text{abs}(x_i - x_i^p) < \delta X,$$

де δX – вектор гранично припустимих відхилень розрахункових параметрів щодо вимірюваних.

Визначення функціонально-технічного стану ГТУ і необхідної безлічі розрахункових характеристик для різних видів узагальнених дефектів

Як параметри оцінювання ФТС ГТУ обираються:

а) вид і величина узагальненого нормованого дефекту ГТУ $Y_c \in \{Y_j\} \quad j = \overline{1, NS}$;

б) фактичні зведені характеристики ГТУ, положення яких відносно паспортних однозначно визначається Y_c ;

в) КТС на номінальному режимі роботи ГТУ, зведені до станційних умов.

Узагальнені дефекти ГТУ $\{Y_s\}, \quad s = \overline{1, NS}$ визначаються виходячи з тих саме міркувань, що і для ВЦН.

Безпосередньо види узагальнених дефектів і відповідні їм розрахункові зведені характеристики ГТУ визначаються на основі експериментальних і теоретичних досліджень за оцінкою впливу найбільш ймовірних (основних) дефектів проточної частини установки і їхніх комбінацій на характеристики ГТУ.

Визначаються такі залежності функції узагальненого дефекту Y_j базового параметра – ступеня підвищення тиску повітря в компресорі: потужності, ККД, частоти обертання ротору компресора низького тиску,

частоти обертання ротору компресора високого тиску, частоти обертання ротору силової турбіни, температури продуктів згоряння за турбіною низького тиску:

$$\begin{aligned} N_e &= N_e^p(Y_j, \pi_\kappa), \\ \eta_e &= \eta_e^p(Y_j, \pi_\kappa), \\ n_{\text{нд}} &= n_{\text{нд}}^p(Y_j, \pi_\kappa), \\ n_{\text{вд}} &= n_{\text{вд}}^p(Y_j, \pi_\kappa), \\ n_{\text{ст}} &= n_{\text{ст}}^p(Y_j, \pi_\kappa), \\ T_{\text{тнд}} &= T_{\text{тнд}}^p(Y_j, \pi_\kappa). \end{aligned} \quad (2.2)$$

Нормалізація узагальнених дефектів необхідна для критеріального визначення одного з них відповідно до критерію максимуму достовірності. Значення кожного узагальненого дефекту, так само, як і для ВЦН, обмежується діапазоном від 0 до 1, до того ж нульовому значенню узагальненого дефекту відповідають значення конкретних дефектів на момент виготовлення ГТУ. Значенню узагальненого дефекту, що дорівнює одиниці, відповідають такі втрати за ККД, які є максимальними для цього типу ГТУ. Кількість видів узагальнених дефектів визначається при введенні кількісних вимог у вигляді констант ранжування на допустиме відхилення параметрів зсуву розрахункових характеристик одного виду узагальненого дефекту від іншого. Результатом експериментальних і теоретичних досліджень із визначення узагальнених дефектів є отримання по кожному експлуатованому ГТУ безлічі розрахункових зведених характеристик.

2.3 Критеріальний аналіз та умови синтезу методів та моделей діагностики функціонально-технічного стану ГПА

Розрахункові умови синтезу методів і моделей оцінки функціонально-технічного стану газоперекачувальних агрегатів

Синтез обмеженого безлічі варіантів визначень завдань на розроблення методів і моделей оцінки ФТС ГПА істотним чином залежить від прийнятих розрахункових умов.

У перелік розрахункових умов включаються:

- режими роботи ГПА, на підставі яких визначається ФТС ГПА;
- види дефектів проточних частин ГТУ і ВЦН та їхні комбінації, що враховуються в синтезованих методах і моделях;
- моделі похибок каналів вимірювання.

Режими роботи ГПА

Залежно від характеру зміни в часі газодинамічних параметрів ГПА, режими його роботи поділяються на дві групи: перехідні й сталі. Водночас перехідні режими ГПА, зумовлені вмиканням, вимиканням, зміною частот обертання роторів ГПА, визначаються динамічними характеристиками ГТУ і ВЦН, а також перехідними процесами в газопроводах до і після КС. Оцінка ФТС ГПА в перехідних режимах пов'язана з одночасним визначенням динамічних характеристик ГТУ, ВЦН і газопроводів. В умовах КС, за штатних вимірів параметрів ГПА, вирішення такого завдання доволі проблематично. З іншого боку, досвід експлуатації ГПА показує, що ГПА понад 90 % часу працюють у сталих режимах. Виходячи з цих міркувань, як одну з розрахункових умов синтезу методів і моделей приймають рішення про оцінку ФТС ГПА тільки на сталих режимах роботи ГПА.

Види дефектів проточних частин ГТУ і ВЦН та їх комбінації

Питання про види дефектів проточних частин ГТУ і ВЦН і їхніх комбінацій, що враховуються в методах і моделях, варто також розглядати у кількох аспектах. Методи оцінки ФТС, природно, повинні розроблятися, виходячи з можливої наявності одного або декількох будь-яких видів дефектів проточної частини різної величини. У той же час для збільшення достовірності одержуваних результатів доцільно, виходячи з досвіду експлуатації, за кожним видом дефекту визначити ймовірнісні характеристики його розвитку в часі. Враховуючи значні витрати на розроблення і верифікацію математичних моделей ГТУ і ВЦН, модельовані види дефектів доцільно, залежно від типу ГТУ або ВЦН, обмежити тільки тими видами, частота прояву яких відносно частоти прояву всіх видів дефектів перевищує задану величину (наприклад, більше 10 %). Разом з цим моделі ГТУ і ВЦН розробляються тільки за тими типами ГТУ і ВЦН, за якими є необхідні вихідні дані для моделювання від фірм-розробників.

Моделі похибок каналів вимірювання

Особливо важливим для отримання достовірних оцінок ФТС є прийняття рішення про моделі похибки каналів вимірювання параметрів ГТУ і ВЦН. Припущення про те, що ці похибки можуть бути подані у вигляді білого шуму з заданим середньоквадратичним відхиленням [3, 15], не враховує структуру похибок датчиків тиску і температури. Таке припущення призводить до завищених оцінок достовірності.

Аналіз похибок використовуваних датчиків тиску і температури показує, що всі похибки, що вказані в технічних умовах, можна віднести до двох типів: систематичні і випадкові. Систематична похибка визначається основною

похибкою датчика і залежить від його точності при фіксованих зовнішніх умовах, а також точності калібрування датчика. Випадкова похибка визначається впливом на датчик зовнішніх умов і, насамперед, температури навколишнього середовища. Складова похибки вітчизняних датчиків, обумовлена температурною нестабільністю, в умовах експлуатації порівнянна або перевищує основну похибку датчика. Тому як розрахункову умову для синтезу методів і моделей оцінки ФТС ГПА доцільно прийняти таку модель похибки каналів вимірювання:

- кожен X_i канал вимірювання має систематичну похибку $\delta_{\text{сист}}(X_i)$ постійної величини і випадкову похибку $\delta_{\text{вип}}(X_i)$, розподілену за нормальним законом з середньоквадратичним відхиленням $\sigma(X_i)$ і математичним очікуванням, що дорівнює нулю;

- для окремо взятого датчика значення $\delta_{\text{сист}}(X_i)$ і $\sigma(X_i)$ є функціями часу проведення випробувань. У разі, якщо випробування проводяться в короткий проміжок часу, за незначної зміни зовнішніх умов значення $\sigma(X_i)$ зменшується, а $\delta_{\text{сист}}(X_i)$ збільшується;

- для групи датчиків значення $\delta_{\text{сист}}(X_i)$ є некорельованими і відносно один до одного розподілені за рівномірним законом.

Згідно з процедурою синтезу методів і моделей оцінки ФТС, початковою операцією синтезу є формування обмеженого безлічі варіантів визначень завдань для розробки цих методів і моделей. Завдання визначення ФТС ВЦН повинно враховувати:

- відомі методи параметричної діагностики ВЦН, зокрема запропоновані в цій роботі;

- існуюче розходження в номенклатурі, частоті і точності вимірювань параметрів роботи ВЦН, вимірюванні щільності та/або складу компримованого газу;

- наявність або відсутність конструкторської документації для проточних частин ВЦН;

- штатні умови роботи ВЦН на КС.

Метод і модель оцінки ФТС ВЦН вибираються виходячи з мінімуму значень методичних та інструментальних похибок визначення оцінки.

Розглядаються такі варіанти визначень завдань на розроблення методів і моделей оцінки ФТС ВЦН:

- а) визначення зведених показників роботи ВЦН (ступеня стиснення, масової витрати газу через нагнітач, політропного ККД і відносної внутрішньої потужності) на основі вимірювань: тиску і температури газу на вході та виході ВЦН; перепад тиску газу на звужувальному пристрої на вході ВЦН; частоти обертання ротора ВЦН; щільності або складу газу на вході. Статистична обробка

результатів визначення наведених показників за результатами періодичних вимірювань параметрів ВЦН з метою зменшення впливу змінних складових похибок каналів вимірювання. Оцінка ФТС ВЦН на основі зіставлення розрахованих наведених характеристик з відповідними паспортними;

б) газодинамічні розрахунки ВЦН за припущення наявності найбільш ймовірних дефектів його проточної частини з урахуванням результатів вимірювань тиску і температури газу на вході та виході ВЦН, частоти обертання ротора ВЦН, щільності або складу газу з метою обчислення значень дефектів і наведених показників роботи ВЦН. Визначення фактичних наведених характеристик ВЦН і значень дефектів за результатами статистичної обробки обчислених наведених показників для серії вимірювань параметрів ВЦН. Оцінка ФТС ВЦН на основі обчислених значень найбільш ймовірних дефектів проточної частини і зіставлення розрахованих наведених характеристик з відповідними паспортними;

в) визначення технічного стану ВЦН на основі експериментально визначеного взаємозв'язку зміни ККД і КТС [19, 20];

г) розрахунок КТС ВЦН по потужності і ККД. Як вхідна інформація використовуються дані вимірювань тиску і температури газу на вході та виході ВЦН, частоти обертання ротора ВЦН, щільності або складу газу, а також дані про вимірювання перепаду тиску на звужувальному пристрої на вході ВЦН. Статистичне оброблення результатів обчислення. Оцінка ФТС ВЦН за КТС;

д) визначення зведених показників роботи ВЦН за даними вимірювань тиску і температури газу на вході та виході ВЦН, частоти обертання ротора ВЦН, щільності або складу газу на основі обчислення узагальнених нормованих дефектів проточної частини ВЦН. Вибір з безлічі введених у розгляд видів дефектів одного з умови максимуму достовірності результатів оцінки. Визначення фактичних наведених характеристик ВЦН за результатами статистичного аналізу обчислених значень узагальнених нормованих дефектів. Оцінка ФТС ВЦН на основі обчисленого значення обраного виду узагальненого нормованого дефекту проточної частини ВЦН і зіставлення розрахованих фактичних зведених характеристик з відповідними паспортними.

Безліч варіантів визначення ФТС ВЦН на рівні КС доцільно обмежити цими п'ятьма принципово відмінними варіантами. Можливі інші визначення, засновані на використанні методу параметричної діагностики, можуть бути зведені до однієї з п'яти наведених вище.

Вибір одного варіанту визначення задачі з розглянутої множини для подальшої програмної реалізації здійснюється виходячи з мінімуму методичної та інструментальних похибок визначення оцінок ФТС. Мінімізація цих похибок забезпечує максимум достовірності результатів оцінки.

Методична похибка оцінки ФТС під час вимірювання продуктивності ВЦН (варіанти а і г) має такі складові:

- похибки визначення основних показників процесу стиснення газу: політропного ККД, наведеного ступеня стиснення, приведеної відносної внутрішньої потужності ВЦН;

- похибки (для варіанта г), визначається введенням припущення про характер зміщення фактичних зведених характеристик щодо паспортних (прямого «зрушення» фактичної характеристики політропного ККД щодо паспортної);

- похибки подання оцінок ФМС у вигляді КТС, постійних для всього діапазону об'ємної продуктивності ВЦН (для варіанта г);

- похибки співставлення наведених фактичних і паспортних характеристик, обумовлених використанням різних рівнів технічного стану ВЦН під час розрахунку фактичних та паспортних характеристик;

- методичної похибки вимірювання продуктивності щодо перепаду тиску на звужувального пристрою;

- помилок осереднення результатів визначення процесу стиснення газу, зумовлених наявністю випадкових складових похибок вимірювання параметрів ВЦН.

У варіантах визначення завдань, які не передбачають вимірювання продуктивності ВЦН (варіанти б і д), методична похибка оцінки ФТС має такі складові:

- а) похибки моделі газодинамічних процесів у проточній частині ВЦН з урахуванням можливої наявності одного або декількох видів дефектів;

- б) похибки визначення основних показників процесу стиснення газу: політропного ККД, наведеного ступеня стиснення, приведеної відносної внутрішньої потужності ВЦН;

- в) похибки співставлення наведених фактичних і паспортних характеристик, обумовлених використанням різних рівнів технічного стану ВЦН під час розрахунку фактичних та паспортних характеристик;

- г) похибки визначення узагальненого нормованого дефекту, пов'язані з введенням безлічі розрахункових характеристик для його визначення (варіант д);

- д) помилки осереднення результатів обчислення показників процесу стиснення газу, зумовлених наявністю випадкових похибок вимірювання параметрів ВЦН.

Методична похибка (варіант в), заснованого на експериментально встановленого взаємозв'язку зміни ККД і його витратно-напірної характеристики здебільшого визначається:

- похибками експериментального визначення взаємозв'язку зміни ККД і його витратно-напірної характеристики у всьому діапазоні об'ємної

продуктивності за наявності можливих дефектів проточної частини різної величини;

– похибками апроксимації експериментально знайдених залежностей взаємозв'язку з лінійною функцією, як пропонується у методі.

Інші складові методичної похибки у варіанті в незначні відносно до двох складових, зазначених вище.

Інструментальні похибки, що враховуються під час розгляду варіантів, визначаються складом вимірюваних параметрів ВЦН і похибками вимірювання цих параметрів.

У варіантах визначення завдання (варіанти а і г) під час вимірювання продуктивності ВЦН необхідно додатково враховувати похибки датчика перепаду тиску, встановленого на звужувальному пристрої.

Точну оцінку впливу інструментальних похибок можна отримати тільки шляхом моделювання процесу оцінки ФТС конкретним методом для конкретного типу ВЦН.

На початковому етапі вибору методу оцінки ФТС, враховуючи передбачені в кожному варіанті визначення завдання операції щодо зменшення впливу похибок каналів вимірювання на визначення показників роботи ВЦН, припускаємо, що інструментальні похибки оцінки ФТС від похибок вимірювання тиску і температури газу на вході і виході ВЦН для різних визначень однакові.

Подальший аналіз визначень задачі заснований на зіставленні складових похибок усіх розглянутих варіантів. Водночас необхідно врахувати, що безпосереднє визначення окремих складових похибок не є можливим. Наприклад, оцінка методичної похибки визначення об'ємної продуктивності ВЦН є доволі складним самостійним завданням, яке до сьогодні не вирішене. Тому пропонується в подібних випадках використовувати експертні оцінки або результати моделювання.

Аналізуючи методичні й інструментальні похибки розглянутих варіантів визначень задач оцінки ФТС необхідно зазначити наступне.

У варіанті визначення фактичних наведених характеристик ВЦН згідно з [18] (варіант а) домінуючими похибками оцінки ФТС є:

– методична та інструментальні похибки визначення об'ємної продуктивності ВЦН (сумарна до 20 %);

– інструментальні похибки, обумовлені наявністю систематичних похибок у каналах вимірювання тиску і температури газу на вході та виході ВЦН (сумарно до 6 %).

Інші похибки не перевищують 3 %.

Похибка оцінки ФТС з КТС ВЦН (варіант г) щодо варіанта а додатково збільшується завдяки похибкам, обумовленим припущенням про незалежність КТС від об'ємної продуктивності ВЦН прямому і «зрушення» фактичної характеристики політропного ККД щодо паспортної. Сумарна додаткова похибка від прийняття цих припущень для різних типів ВЦН знаходиться в межах 5 – 15 %.

Домінуючими похибками оцінки ФТС під час їх визначення за допомогою газодинамічного розрахунку ВЦН є:

- методична похибка моделі газодинамічних процесів проточної частини можливе за наявності одного або декількох видів дефектів;

- інструментальні похибки, обумовлені наявністю систематичних похибок у каналах вимірювання тиску і температури газу на вході та виході ВЦН (сумарно до 6 %).

Зазначена методична похибка істотно залежить від схеми розрахунку (розрахунок абсолютних значень фактичних параметрів або відхилень фактичних параметрів від цих саме параметрів ВЦН, які були на початку експлуатації за однакових режимів роботи), від повноти обліку різних втрат, від виконання необхідних експериментальних досліджень і подальшого обліку результатів цих досліджень в алгоритмах моделі. За виконаними оцінками для деяких типів ВЦН ця методична похибка становить близько 5 %.

У варіанті оцінки ФТС на основі обчислення узагальнених нормованих дефектів (варіант д) домінуючими похибками є:

- методична похибка, обумовлена введенням безлічі розрахункових характеристик і визначення узагальненого дефекту за цими характеристиками. За результатами виконаних теоретичних і експериментальних досліджень ця похибка не перевищила 5 %;

- інструментальні похибки, обумовлені наявністю систематичних похибок у каналах вимірювання тиску і температури газу на вході та виході ВЦН (сумарно до 6 %).

Особливу складність викликає визначення методичних похибок варіантів оцінок ФМС, заснованого на експериментально визначеному взаємозв'язку зміни ККД ВЦН зі зсувом його витратно-напірної характеристики. Складність полягає в тому, що систематизовані експериментальні дані є для обмеженої кількості типів ВЦН, обмеженого діапазону об'ємної продуктивності ВЦН і конкретних значень дефектів. Для отримання методичної похибки для варіанта д потрібна зміна частоти обертання ВЦН до 10 % і більше, що у умовах КС, в більшості випадків, неможливо. Теоретичні дослідження показують, що похибка визначення зниження ККД через наявність дефектів цього варіанта не менше, ніж у варіанті визначення фактичних зведених характеристик.

*Вибір методу та моделі оцінки ФТС ВЦН на рівнях УМГ
і центрального апарату управління газотранспортної системи*

Характерними відмінностями визначення оцінки ФТС ГПА на рівнях управління магістральними газопроводами є значні недостовірність і невизначеність інформації, що надходить про параметри ГПА. Обсяг цієї інформації по кожному конкретному ГПА набагато менший відносно наявної на компресорних станціях.

Розглянуті вище варіанти визначення задачі оцінки ФТС ВЦН показали, що оцінка ФМС на рівні УМГ принципово можлива з використанням будь-якого з розглянутих варіантів за умови періодичної передачі на рівень УМГ поагрегатних даних. Однак практика свідчить про те, що на рівень УМГ поагрегатна інформація за деякими КС передається не в повному обсязі. Передаються цехові дані про тиск і температуру газу на вході та виході КС, середні по цеху частоти обертання ВЦН, дані про щільність газу і атмосферні умови. Інформація про обсяги перекачуваного газу не передається. Отже, на рівні УМГ для оцінки ФТС у цьому випадку необхідно використовувати кілька методів залежно від періоду та обсягів надходження інформації з КС.

У разі періодичного надходження на рівень УМГ поагрегатних даних виходячи з мінімуму значень методичних та інструментальних похибок оцінок ФМС, доцільно використовувати один із двох методів оцінки: оцінку на основі газодинамічного розрахунку проточної частини або оцінку на основі обчислення узагальненого нормованого дефекту. Методичні й інструментальні похибки оцінки ФТС ВЦН цих методів відрізняються незначно за одних і тих саме похибок каналів вимірювання параметрів ГПА. Враховуючи значно менший обсяг інформації, що надходить на рівень УМГ відносно наявної на КС, більшу недостовірність і невизначеність цієї інформації, а також велику кількість ВЦН, найбільш відповідним на рівні УМГ є метод оцінки ФТС на основі обчислення узагальненого нормованого дефекту.

Завдання оцінки ФТС ВЦН за цеховим даними, що містить інформацію про працюючі агрегати, раніше не розглядалося. Воно полягає в тому, щоб за сукупністю цехових даних для різних комбінацій працюючих ВЦН на певному часовому інтервалі встановити індивідуальні оцінки ФТС ВЦН.

Це завдання вирішується за таких припущень і умов:

- втрата тиску газу у вхідному і вихідному колекторах КЦ по кожному ВЦН однакова або відома;
- ВЦН включені паралельно;
- температура газу на виході КЦ при паралельній схемі включення ВЦН визначається згідно з формулою

$$T_{\text{вих}} = \frac{\sum_{i=1}^{Nr} T_{\text{вих } i} \cdot Q_{\text{ком } i}}{\sum_{i=1}^{Nr} Q_{\text{ком } i}}, \quad (2.3)$$

де $T_{\text{вих}}$ – температура газу на виході КЦ (до пристрою повітряного охолодження);

$T_{\text{вих } i}$ – температура газу на виході i -го працюючого ВЦН;

$Q_{\text{ком } i}$ – комерційна продуктивність i -го працюючого ВЦН;

N_r – кількість увімкнених у роботу ВЦН;

– зміна величин дефектів проточної частини ВЦН у функції часу на оцінюваному часовому інтервалі лінійно;

– узагальнений цеховий дефект з достатньою точністю може бути поданий у вигляді лінійної комбінації дефектів ВЦН. Під узагальненим цеховим дефектом розуміється характеристика середньої по цеху ступеня зношеності проточних частин ВЦН, яка визначається за вимірами параметрів цехової автоматики відповідно до тих саме формульних залежностей (політропним методом Шульца), що і узагальнений нормований дефект окремого ВЦН;

– кількість комбінацій одночасно увімкнених у роботу ВЦН на часовому інтервалі має бути достатнім для знаходження оцінок ФТС усіх працюючих на цьому інтервалі ВЦН методом найменших квадратів або іншим методом математичної статистики.

Для виконання цих умов і припущень пропонується такий варіант вирішення завдання оцінювання ФТС на базі цехових даних. На основі методу обчислення узагальненого нормованого дефекту за цеховими даними для кожного вимірювання параметрів визначається середній по цеху узагальнений дефект. Формується масив середніх по цеху узагальнених дефектів і відповідний масив даних за номером працюючих ВЦН на оцінюваному часовому інтервалі. Потім, за допомогою методу найменших квадратів або іншого методу статистичної обробки, середні по цеху дефекти «розщеплюються» на індивідуальні.

Вибір методу та моделі оцінки ФТС ВЦН на рівні КС

Виходячи з аналізу значень методичних та інструментальних похибок різних варіантів визначень завдання оцінювання ФТС ВЦН можна зробити висновок, що для подальшого розроблення завдання оцінки ФТС ВЦН на рівні КС доцільно використовувати варіант оцінки ФТС на основі газодинамічного розрахунку проточної частини або варіант на основі обчислення узагальнених нормованих дефектів проточної частини. Однак, враховуючи можливість подальшого підвищення точності газодинамічного розрахунку ВЦН шляхом обліку результатів обстеження проточної частини ВЦН при ремонті ГПА і даних з оцінки ФТС до і після ремонту, доцільно вибрати метод оцінки ФТС на основі газодинамічного розрахунку.

*Критеріальний аналіз методів та моделей оцінки
функціонально-технічного стану газотурбінних установок*

Цей критеріальний аналіз передбачає формування обмеженої безлічі можливих варіантів визначення завдань на розроблення методів і моделей оцінки ФТС ГТУ і подальший вибір одного з них на основі порівняльного аналізу похибок їх оцінок. Обмежена безліч варіантів визначається виходячи з аналізу відомих методів параметричної діагностики ГТУ, а також методу оцінки ФТС, що передбачає визначення узагальненого нормованого дефекту.

Більшість відомих методів параметричної діагностики ГТУ [1, 15, 22] вирішують завдання визначення одного з двох можливих станів: справна або несправна без визначення конкретного несправного вузла. Таке визначення завдання докорінно відрізняється від шуканого, у якому оцінки ФТС визначаються тільки для справного стану ГТУ. Потрібно також зазначити, що, зазвичай, методи параметричної діагностики обмежуються визначенням режимних параметрів і коефіцієнтів технічного стану та не передбачають визначення фактичних дросельної і універсальної характеристик ГТУ.

З урахуванням наведених зауважень розглядаються три варіанти визначень завдань на розроблення методів і моделей оцінки ФТС.

Варіант А:

- формування діагностичних матриць на основі сукупності функціональних характеристик, що визначають газодинамічні процеси в ГТУ для заданої сукупності режимів її роботи [15];

- розрахунок і подальша фільтрація діагностичних ознак (параметрів) з серії вимірювань;

- визначення оцінок ФТС ГТУ з фільтрованих значень діагностичних ознак.

Варіант Б:

- обчислення в багатопараметричному просторі інформаційного відхилення, що характеризує ступінь віддалення фактичного стану ГТУ від вихідного [53] за серією вимірювань параметрів установки;

- визначення оцінок ФТС ГТУ за обчисленим значенням інформаційної відстані.

Варіант В:

- дослідження впливу різних конкретних видів дефектів проточної частини ГТУ на дросельну й універсальну характеристики установки;

- вибір сукупності узагальнених видів нормованих дефектів ГТУ і отримання відповідних розрахункових характеристик за результатами досліджень;

- розрахунок безлічі значень режимних параметрів ГТУ і узагальнених нормованих дефектів за серією вимірювань її параметрів;

– вибір найбільш ймовірного виду узагальненого дефекту на основі розрахованої безлічі відповідно до заданих критеріїв максимальної достовірності;

– визначення фактичних зведених характеристик ГТУ за обраним видом і величиною узагальненого нормованого дефекту.

Порівнюючи ці три варіанти визначення завдань щодо методичної похибки оцінки ФТС варто зазначити наступне.

Варіант А: діагностичні матриці зазвичай формуються з номінальних (паспортних) характеристик ГТУ. В іншому випадку діагностичні матриці можуть формуватися для поширених характеристик ГТУ, які розраховані для середньої або заданої величини зносу проточної частини. Фактичне ФТС ГТУ під час формування діагностичних матриць не враховується.

Існують значні складнощі визначення фактичних характеристик ГТУ з діагностичними ознаками. Для їх подолання необхідно для кожного типу ГТУ проводити дослідження взаємозв'язку зміни діагностичних ознак і відповідних їм фактичних характеристик ГТУ.

У варіанті Б інформаційна відстань, що характеризує ступінь віддалення фактичного стану ГТУ від вихідного на початок експлуатації, розглядається як скалярна величина. Отже, функція зсуву фактичних характеристик ГТУ щодо відповідних паспортних заздалегідь визначена і відповідає розвитку певного поєднання конкретних дефектів проточної частини ГТУ. Це поєднання може бути найбільш ймовірним, але у той саме час для оцінки похибки визначення фактичних характеристик потрібно провести теоретичні дослідження та натурні випробування із визначення функцій зсуву і для інших сполучень значень конкретних дефектів проточної частини. В іншому випадку, без проведення цих досліджень величина похибки оцінки ФТС ГТУ є невизначеною.

Отже, у варіантах А і Б визначень як і у варіанті В, необхідно для кожного типу ГТУ провести дослідження впливу на зміну положення фактичних характеристик щодо паспортних у функції від конкретних видів дефектів. У третьому варіанті визначення результати цього дослідження використовуються для визначення необхідної сукупності узагальнених нормованих дефектів (зваженої суми конкретних видів дефектів проточної частини ГТУ) виходячи з поширених значень констант ранжування. Цими константами, власно кажучи, визначається методична похибка оцінки ФТС, обумовлена переходом від нескінченної безлічі поєднань конкретних дефектів проточної частини ГТУ до кінцевої безлічі.

Найбільшу методичну похибку оцінки ФТС порівняно з варіантами Б і В має варіант А визначення внаслідок того, що діагностичні матриці

визначаються за паспортними або заданими характеристиками ГТУ і не залежать від фактичних дефектів проточної частини.

У варіанті Б методична похибка визначається відмінністю положення фактичних характеристик для найбільш ймовірного поєднання конкретних дефектів від положення відповідних фактичних характеристик для інших можливих поєднань дефектів. Відносно варіанта А методична похибка оцінки ФТС у варіанті Б значно більша і залежить від конкретного типу ГТУ.

Виходячи з наведених міркувань як метод оцінки ФТС обраний такий, що передбачає визначення виду і величини узагальненого нормованого дефекту проточної частини ГТУ виходячи з критерію максимуму достовірності та подальшого визначення фактичних зведених характеристик установки.

2.4 Метод узагальнених нормованих дефектів проточної частини ВЦН

Опис цього методу наведено в роботах [18, 19].

На основі масивів векторів вимірів $\{X_i\}$, $X_i = \{T_{\text{вх } i}, T_{\text{вих } i}, P_{\text{вх } i}, P_{\text{вих } i}, n_i, P_{a i}, \rho_i\}$ $i = \overline{1, NI}$ (NI – кількість вимірів), виходячи з критерію максимуму вірогідності оцінки, необхідно зробити оцінку ФТС ВЦН, що містить:

- вид і величину узагальненого нормованого дефекту D_c (далі по тексту, за винятком випадків, коли необхідно підкреслити нормований дефект, слово «нормований» у визначенні «узагальнений нормований дефект» опущене);
- фактичні зведені характеристики ВЦН, положення яких однозначно визначається D_c .

Розроблювальний метод оцінки ФТС повинен задовольняти сформульованим раніше системним принципам: єдності, цілісності й ефективності.

Вихідною інформацією для розробки методу є паспортні характеристики ВЦН, математичні моделі й експериментальні дані про зміну зведених характеристик ВЦН у функції від дефектів проточної частини.

Для опису методу використовують наступні визначення.

Справний ВЦН – ВЦН з наявністю дефектів проточної частини, величина і швидкість зміни яких не перевищують припустимі межі.

Несправний ВЦН – ВЦН з наявністю дефектів проточної частини, величина хоча б одного з яких перевищує припустиму межу.

ВЦН, що вимагає перевірки, – ВЦН із наявністю дефектів проточної частини, величини яких не перевищують, а швидкість зміни хоча б одного з них перевищує припустимі межі.

Крім раніше введених у розгляд двох типів приведених характеристик ВЦН (паспортної і фактичної), доцільно ввести ще один тип характеристик – дійсні фактичні. Ці характеристики визначають значеннями конкретних

дефектів на момент виміру параметрів ВЦН і призначені для обчислення вірогідності та точності фактичних зведених характеристик. Дійсні фактичні характеристики розраховуються за допомогою тієї саме газодинамічної моделі, що й інші зведені характеристики за нульових похибок каналів вимірів параметрів ВЦН.

Похибки розрахунку фактичних зведених характеристик оцінюють щодо дійсних фактичних за зведеною мірою стискання і політропним ККД у функції від зведеної об'ємної продуктивності.

Описуваний метод спирається на визначення кінцевої безлічі узагальнених дефектів проточної частини $\{D_j\} \quad j = \overline{1, ND}$ і визначенні для кожного елемента цієї безлічі (виду узагальненого дефекту) пари розрахункових зведених характеристик: зведеної міри стискання і політропного ККД у функції від величини цього виду дефекту і зведеної об'ємної продуктивності:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \varepsilon_{\text{пр}}^p(D_j, Q_{\text{пр}}), \quad (2.4)$$

$$\eta_{\text{пол}} = \eta_{\text{пол}}^p(D_j, Q_{\text{пр}}). \quad (2.5)$$

Для кожного виміру параметрів X_i , використовуючи газодинамічний розрахунок параметрів компримування ВЦН, обчислюють значення політропного ККД $\eta_{\text{пол}}(X_i)$ і зведеної міри стискання нульового наближення $\varepsilon_{\text{пр}j}^0(X_i)$ за $Q_{\text{пр}}$, що дорівнює $0,5 \cdot (Q_{\text{пр min}} + Q_{\text{пр max}})$, де $Q_{\text{пр min}}$, $Q_{\text{пр max}}$ – мінімальне і максимальне значення діапазону зміни $Q_{\text{пр}}$.

Потім для кожного виду узагальненого дефекту D_j на основі розрахункових зведених характеристик за допомогою методу послідовних наближень розв'язують систему рівнянь

$$\begin{cases} \varepsilon_{\text{пр}}^s(X_i) = f_{\varepsilon}(X_i, Q_{\text{пр}i,j}^s); \\ \varepsilon_{\text{пр}}^s(X_i) = \varepsilon_{\text{пр}}^p(D_{i,j}^s, Q_{\text{пр}i,j}^s); \\ \eta_{\text{пол}}(X_i) = \eta_{\text{пол}}^p(D_{i,j}^s, Q_{\text{пр}i,j}^s), \end{cases} \quad (2.6)$$

де s – номер наближення,

f_{ε} – функція, що визначає залежність зведеної міри стискання від вектору змін X_i і зведеної об'ємної продуктивності.

Система рівнянь (2.6) розв'язана і визначені значення

$$D_{i,j}(X_i) = D_{i,j}^s, \quad Q_{\text{пр}i,j}(X_i) = Q_{\text{пр}i,j}^s$$

якщо

$$\begin{aligned} |D_{i,j}^s - D_{i,j}^r| &< \delta D, \\ |Q_{\text{пр } i,j}^s - Q_{\text{пр } i,j}^r| &< \delta Q_{\text{пр}}, \end{aligned}$$

де δD і $\delta Q_{\text{пр}}$ – константи, що визначають потрібну точність рішення системи рівнянь (2.6).

У результаті розв’язання цієї системи рівнянь формується масив значень узагальнених дефектів $\{D_{i,j}(X_i)\}$ $i = \overline{1, NI}$, $j = \overline{1, ND}$.

Вирішення системи (2.6) може не існувати за таких причин:

- похибка одного або більш каналів виміру параметрів ВЦН перевищує припустимі межі;
- сполучення похибок каналів виміру температури і тиску газу на вході та виході нагнітача такі, що обчислені значення $\epsilon_{\text{пр}}^s(X_i)$ і $\eta_{\text{пол}}(X_i)$ лежать поза області величин, що визначають розрахунковими зведеними характеристиками;
- узагальнений дефект, для якого знаходиться вирішення системи (2.6) істотно відрізняється від відомих конкретних дефектів проточної частини.

Після обчислення масивів значень узагальнених дефектів для всієї серії вимірів $\{D_{i,j}(X_i)\}$ $j = \overline{1, ND}$, $i = \overline{1, NI}$ здійснюється критеріальний вибір узагальненого дефекту D_c з безлічі $\{D_j\}$ $j = \overline{1, ND}$, що забезпечує максимум вірогідності оцінки ФТС.

Як міра об’єктивної відповідності, що характеризує вірогідність, обрана функція відхилення обчисленого значення узагальненого дефекту $D_{i,j}(X_i)$ від його розрахункового значення $D_{i,j}^r$. Розрахункове значення узагальненого дефекту $D_{i,j}^r$ визначається на основі статистичного аналізу результатів обчислення значень j -го виду дефекту на всьому тимчасовому інтервалі виміру параметрів ВЦН. Максимум вірогідності оцінки ФТС досягається при мінімізації середньоквадратичного відхилення, обчисленого по серії вимірів. Разом із тим вид узагальненого дефекту D_c обирають з умов

$$\sum_{i=1}^{NI} (D_{i,c}(X_i) - D_{i,c}^r)^2 < \sum_{i=1}^{NI} (D_{i,j}(X_i) - D_{i,j}^r)^2, \quad (2.7)$$

для $j = 1, \dots, c-1, c+1, \dots, ND$ за виконання умов:

$$VD_{\min} < VD_c < VD_{\max} \quad \text{и} \quad D_{\min} < D_c(T_{\text{сер}}) < D_{\max},$$

де VD_c – середня за серією вимірювань швидкість вимірювань узагальненого дефекту;

$D_c(T_{\text{сер}})$ – математичне очікування узагальненого дефекту D_c для серії вимірів;

$VD_{\min}, VD_{\max}, D_{\min}, D_{\max}$ – межі, що відокремлюють для справного ВЦН зміни швидкості та величини узагальненого дефекту.

У процесі статистичного аналізу масивів $\{D_{i,j}(X_i)\}$ $i = \overline{1, NI}$, $j = \overline{1, ND}$ можливі випадки, коли оцінювані середні значення швидкості зміни узагальнених дефектів або їхньої величини (по двох або трьох видах), у яких значення середньоквадратичних відхилень менше, ніж в інших видів узагальнених дефектів, перевищують припустимі межі. У цьому випадку формується повідомлення про необхідність перевірки (калібрування) каналів виміру параметрів ВЦН або про необхідність ремонту проточної частини ВЦН, якщо похибки каналів виміру не перевищують значень, обговорених технічними умовами на ці канали.

Фактичні зведені характеристики ВЦН визначають на основі розрахункових зведених характеристик і розрахункового значення обраного узагальненого дефекту $D_{i,c}^r$:

$$\varepsilon_{\text{пр}}^f(Q_{\text{пр}}) = \varepsilon_{\text{пр}}^p(Q_{\text{пр}}, D_{i,c}^r), \quad (2.8)$$

$$\eta_{\text{пол}}^f(Q_{\text{пр}}) = \eta_{\text{пол}}^p(Q_{\text{пр}}, D_{i,c}^r). \quad (2.9)$$

Третя фактична зведена характеристика $\left(\frac{N}{\rho}\right)_{\text{пр}}^f(Q_{\text{пр}})$ – зведена внутрішня відносна потужність, яку розраховують за характеристиками $\varepsilon_{\text{пр}}^f(Q_{\text{пр}})$ та $\eta_{\text{пол}}^f(Q_{\text{пр}})$ у співвідношенні до використовуваної газодинамічної моделі.

Наявність трьох фактичних зведених характеристик ВЦН дозволяє за поточним вектором вимірів параметрів нагнітача визначити всю номенклатуру режимних параметрів ВЦН, а отже, і всі режимні параметри КЦ.

2.4.1 Діагностування ФТС ВЦН за одиничним вектором вимірювань

Процедуру визначення фактичних характеристик виконують незалежно по кожному ВЦН. Для кожного вектора вимірів X_i і кожного виду узагальненого дефекту D_j , розв'язуючи систему рівнянь (2.6), обчислюють значення зведеної об'ємної продуктивності $Q_{\text{пр } i,j}$ і значення узагальненого дефекту $D_{i,j}$.

Нижче наведена обчислювальна схема розв'язання рівнянь (2.6).

Зведена міра стиснення і політропний ККД розраховують на основі політропного методу Шульца з використанням модифікованого рівняння стану «Бенедикта – Вебба – Рабіна»:

$$\varepsilon_{\text{пр}}^s(X_i) = \left(\frac{m_{\text{вн}}(Q_{\text{пр } i,j}^{s-1}) \cdot H_{\text{пр}}}{Z_{\text{пр}} \cdot R_{\text{пр}} \cdot T_{\text{вх пр}}} + 1 \right)^{\frac{1}{m_{\text{вн}}(Q_{\text{пр } i,j}^{s-1})}}, \quad (2.10)$$

$$\eta_{\text{пол}}(X_i) = \frac{K-1}{K} \cdot \frac{1}{m_t(X_i)}, \quad (2.11)$$

$$H_{n_{\text{пр}}} = H_n(X_i) \cdot \left(\frac{n_{\text{н}}}{n_i} \right)^2, \quad (2.12)$$

$$H_n(X_i) = \frac{Z_{\text{вих } i} \cdot R \cdot T_{\text{вих } i}}{m_v(X_i)} \left(\left(\frac{P_{\text{вих } i} + P_{a i}}{P_{\text{вх } i} + P_{a i}} \right)^{m_v(X_i)} - 1 \right), \quad (2.13)$$

$$m_v(X_i) = \lg \left(\frac{Z_{\text{вих } i} \cdot T_{\text{вих } i}}{Z_{\text{вх } i} \cdot T_{\text{вх } i}} \right) / \lg \left(\frac{P_{\text{вих } i} + P_{a i}}{P_{\text{вх } i} + P_{a i}} \right), \quad (2.14)$$

$$\frac{K-1}{K} = \frac{Z_{\text{сер } i} \cdot R_i}{C_{p \text{сер } i} - Z_{\text{сер } i} \cdot R \cdot V_{\text{сер } i} \cdot m_t^{-1}(X_i)}, \quad (2.15)$$

$$m_t(X_i) = \lg \left(\frac{T_{\text{вих } i}}{T_{\text{вх } i}} \right) / \lg \left(\frac{P_{\text{вих } i} + P_{a i}}{P_{\text{вх } i} + P_{a i}} \right), \quad (2.16)$$

$$R = \frac{1,204 \cdot R_{\text{возд}}}{\rho_i}, \quad (2.17)$$

де індекс s – номер наближення; пр, н, сер – відповідно позначають зведене, номінальне або середнє значення параметра.

Варто звернути увагу на те, що отриманий з рівняння для обчислення $\varepsilon_{\text{пр}}\{X_i\}$ об'ємний коефіцієнт політропи $m_{\text{вн}}$, який розраховується для умов зведення, залежить від обчислюваного $Q_{\text{пр } i,j}$. Тому процедура розв'язання системи рівнянь (2.6) повинна бути рекурентною, з послідовним уточненням $\varepsilon_{\text{пр}}\{X_i\}$ на поточному кроці за значенням $Q_{\text{пр } i,j}$, що обчислюють на попередньому кроці.

Розв'язання рівнянь (2.6) знаходиться в площині $Q_{\text{пр}}, D_j$. Узагалом визначають три відрізки. Перший відрізок визначається двома точками

з координатами $Q_{\text{пр}}(\varepsilon_{\text{пр}}\{X_i\}, D_j=D_z)$, $D_j=D_n$ и $Q_{\text{пр}}(\varepsilon_{\text{пр}}\{X_i\}, D_j=1)$, $D_j=1$. На першому кроці ітеративного процесу значення нижньої границі дефекту D_n приймають таким, що дорівнює нулю. Координати $Q_{\text{пр}}$ визначають із розрахункової характеристики $\varepsilon_{\text{пр}j}^p(Q_{\text{пр}}, D_j)$. Два наступних відрізки визначають з розрахункової характеристики $\eta_{\text{пол}j}^p(Q_{\text{пр}}, D_j) \in$. Наявність екстремуму цієї характеристики за будь-якого значення D_j , і $\eta_{\text{пол}}(X_i) \leq \eta_{\text{max}}$ (η_{max} – максимальне значення ККД паспортної характеристики) визначає існування двох рішень $Q_{\text{пр}}^L(\eta_{\text{пол}}(X_i), D_j)$ і $Q_{\text{пр}}^R(\eta_{\text{пол}}(X_i), D_j)$, за яких $\eta_{\text{пол}}(X_i) = \eta_{\text{пол}j}^p(Q_{\text{пр}}^{L(R)}(\eta_{\text{пол}}(X_i), D_j))$.

Виходячи з наявності цих двох рішень, знаходять другий і третій відрізки:

– другий відрізок має координати кінцевих точок $Q_{\text{пр}}^L(\eta_{\text{пол}}(X_i), D_j = D_n)$, $D_j = D_n$ та $Q_{\text{пр}}^L(\eta_{\text{пол}}(X_i), D_j = D_v)$, $D_j = D_v$;

– третій відрізок має координати кінцевих точок $Q_{\text{пр}}^R(\eta_{\text{пол}}(X_i), D_j = D_n)$, $D_j = D_n$ та $Q_{\text{пр}}^R(\eta_{\text{пол}}(X_i), D_j = D_v)$, $D_j = D_v$.

Водночас значення верхньої межі дефекту D_v визначають з умов

$$\eta_{\text{пол}}(X_i) \geq \max \eta_{\text{пол}j}^p(Q_{\text{пр}}, D_v) \text{ і } 0 \leq D_n \leq D_v \leq 1 \text{ за } Q_{\min} \leq Q_{\text{пр}} \leq Q_{\max}.$$

У процесі визначення координат відрізків і координат точок пересічення першого та другого відрізків $Q_{\text{пр}}^L$, D_j^L і першого і третього відрізків $Q_{\text{пр}}^R$, D_j^R можливі ситуації, за яких наступні обчислювання для вектора X_i узагальненого дефекту D_j припиняються (тобто відсутнє рішення для вектора X_i), якщо:

– обчислені значення зведеної міри стискання і/або політропного ККД за вектором вимірювань X_i перевищують максимально можливі значення

$$\varepsilon_{\text{пр}}^s(X_i) > \varepsilon_{\text{max}} \text{ і/або } \eta_{\text{пол}}(X_i) > \eta_{\text{max}},$$

де ε_{max} , η_{max} – максимальні значення приведенного ступеня стиску і політропного ККД за паспортними характеристиками;

– координати точок перетину першого й другого відрізків $Q_{\text{пр}}^L$, D_j^L й першого і третього відрізків $Q_{\text{пр}}^R$, D_j^R не знаходяться у припустимій області

$$Q_{\min}(1 - \delta_q) \leq Q_{\text{пр}i,j}^s \leq Q_{\max}(1 + \delta_q) \text{ та } (D_n - \delta_z) \leq D_{i,j}^s \leq (D_v + \delta_z), s = L, R, (2.18)$$

де δ_q , δ_z – припустимі погрішності обчислення приведеної об'ємної продуктивності $Q_{\text{пр}i,j}$ та узагальненого дефекту $D_{i,j}$.

У разі, якщо одна або дві точки пересічення відрізків лежать у припустимій області (2.18), то виконується наступний крок щодо уточнення рішення системи рівняння (2.6) шляхом звуження діапазону $D_H - D_B$ відносно знайденого значення дефекту D_j^R або D_j^L , якщо координати точок $Q_{пр}^R$, D_j^R лежать поза припустимою областю (2.18). Процес уточнення розв'язання рівнянь (2.6) припиняється у разі відхилення знайдених значень узагальненого дефекту і зведеної об'ємної продуктивності на поточному кроці від значення на попередньому кроці не більше, ніж на задані величини.

2.4.2 Діагностування ФТС ВЦН за серією вимірювань

Як відзначалося раніше, для підвищення точності та вірогідності результатів діагностування ГПА в умовах наявності істотних похибок штатних каналів виміру параметрів ВЦН і ГТУ необхідно використовувати такий інструмент, як статистичний аналіз, що застосовується, зазвичай за неповної і недостовірної вхідної інформації.

Завданнями статистичного аналізу ФТС ВЦН є:

- оцінка середньої швидкості зміни і величини кожного виду узагальненого дефекту за вимірюваннями параметрів ВЦН останньої серії;
- розрахунок прогнозованої швидкості зміни узагальненого дефекту справного ВЦН за даними вимірювань останніх серій;
- визначення апроксимувальної кривої зміни узагальненого дефекту за даними вимірювань останніх серій;
- вибір узагальненого дефекту D_c з умови максимуму вірогідності оцінки ФТС.

Статистичний аналіз спирається на обробку результатів обчислення узагальнених дефектів у межах однієї серії вимірювань і обробки декількох останніх серій. Такий поділ аналізу дозволяє підвищити оперативність оцінки ФТС за збереження показників вірогідності. Тривалість одиничної оброблюваної серії вимірювань має бути, з одного боку, достатньою для фільтрації випадкових складових похибок каналів виміру параметрів ВЦН, а з іншого, за можливістю, більш короткою, виходячи з відстеження зміни узагальненого дефекту. Завдання відстеження зміни узагальненого дефекту значно спрощується, якщо протягом серії вимірювань відхилення фактичного значення узагальненого дефекту від розрахункового (що змінюється пропорційно часу наробітку ВЦН) незначне стосовно інших методичних і інструментальних похибок оцінки ФТС. Для підвищення оперативності оцінки ФТС, доцільно інтервал між серіями вимірювань призначити меншим, ніж тривалість серії. У цьому випадку частина останніх вимірювань попередньої серії враховують як початкові виміри наступної серії. Наприклад, тривалість серії вимірювань складає два місяці, а інтервал між серіями – один місяць.

За умов безперервної роботи ВЦН оцінку середньої швидкості зміни узагальненого дефекту D_j за останньою серією вимірювань і його величину D_j^0 визначають виходячи з мінімізації функціоналу:

$$F_{\text{сер } j} = \sum_{i=1}^{NI} (D_{i,j} - D_{i,j}^p)^2, \quad (2.19)$$

де $D_{i,j}^p = D_j^0 + VD_j \cdot t_i$, $D_{i,j}^p$ – прогнозоване значення j -го узагальненого дефекту за i -го вимірювання параметрів ВЦН;

NI – кількість періодичних вимірювань параметрів ВЦН у серії;

t_i – час наробітку ВЦН від початку серії (доба).

Тривалість серії $t_{\text{сер}}$ визначається як

$$t_{\text{сер}} = NI \cdot t_{\text{вим}}, \quad (2.20)$$

де $t_{\text{вим}}$ – період між вимірюваннями в серії (доба).

Значення D_j^0 і VD_j за кожним j -м видом узагальненого дефекту знаходять з такої системи рівнянь

$$\begin{cases} \frac{\partial F_{\text{сер } j}}{\partial D_j^0} = 0 \\ \frac{\partial F_{\text{сер } j}}{\partial VD_j} = 0 \end{cases}. \quad (2.21)$$

Для критеріального вибору найімовірнішого узагальненого дефекту відповідно до (2.7) прогнозовану швидкість зміни узагальненого дефекту s -серії вимірювання доцільно визначати за допомогою лінійного фільтра n -го порядку

$$aFD_j^{(s)} + aFD_j^{(s-1)} + \dots + a_{n+1}FD_j^{(s-n)} = b_1VD_j^{(s-1)} + b_2VD_j^{(s-2)} + \dots + b_{m+1}VD_j^{(s-m)}, \quad (2.22)$$

де n – порядок фільтра, $m < n$;

s – номер серії;

$FD_j^{(s)}$ – прогнозована швидкість змінення j -го узагальненого дефекту s -ї серії вимірювань;

a_1, a_{n+1} і b_1, b_{m+1} – коефіцієнти фільтра.

Порядок фільтра визначається співвідношенням методичної помилки, обумовленої неточністю прогнозування середньої швидкості зміни дефекту й інструментальних похибок. Чим більше вплив на оцінку ФТС похибок каналів вимірювань, тим нижче потрібно обирати порядок фільтра.

Розрахункове значення узагальненого дефекту $D_{i,j}^r$ на i -му вимірюванні s -ї серії визначається через прогнозовану швидкість $FD_j^{(s)}$ за безперервної роботи ВЦН

$$D_{i,j}^r = MD_j(T_{\text{сер}})^{(s-1)} + FD_j^{(s)} \cdot i \cdot T_{\text{изм}}, \quad (2.23)$$

де $MD_j(T_{\text{сер}})^{(s-1)}$ – розрахункове значення j -го узагальненого дефекту на момент закінчення s -ї серії вимірювань, що розраховується за апроксимувальною кривою зміни цього дефекту за останніми серіями.

Формули розрахунку $D_{i,j}^r$, $FD_j^{(s)}$, $VD_j^{(s)}$ для випадку роботи з вимиканнями ВЦН, у вигляді їхньої очевидності не наводяться. У випадку виконання ремонту ВЦН, що стосується зміни характеристик проточної частини, вид і величину узагальненого дефекту визначають тільки після накопичення достатнього об'єму нової інформації. Інформацію про $FD_j^{(s-1)}$ і $VD_j^{(s-1)}$ за серією вимірювань до ремонту не використовують під час визначення $FD_j^{(s)}$ і $VD_j^{(s)}$ після ремонту.

Необхідність визначення апроксимувальної кривої зміни узагальненого дефекту за даними останніх серій вимірювань у міжремонтний період проточної частини ВЦН обумовлена тим, що прийнятою схемою обчислення оцінок ФТС (зокрема визначення $D_{i,j}^r$) значення узагальнених дефектів між серіями вимірювань не згладжуються. Принципово, що за аналогією з фільтрацією швидкості зміни узагальненого дефекту, можна було б фільтрувати величини дефектів, що обчислюють. Однак у цьому випадку вага величини узагальненого дефекту, що відповідає останньої серії вимірювань значно вище попередніх. До того ж під час фільтрації неможливо врахувати (використовувати) накопичену інформацію експериментальних випробувань про зміну дефектів проточної частини ВЦН у часі.

Апроксимувальна крива зміни узагальнених дефектів визначається з використанням стандартних процедур апроксимації кривими заданого виду: на початку експлуатації експонентою, потім лінійною функцією.

Кінцевою операцією статистичного аналізу оцінки ФТС є вибір з безлічі розглядуваних узагальнених дефектів $\{D_j\}$, $j = \overline{1, ND}$ одного D_c , виходячи з критерія максимуму вірогідності (3.5) за наявності обмеження на швидкість і величину зміни дефекту. Цей вибір здійснюють після завершення кожної серії вимірювань з певними узагальненнями:

– обраний після s -ї серії вимірювань вид дефекту змінюється в тому випадку, якщо зменшення середньоквадратичного відхилення цього

узагальненого дефекту $\sum_{i=1}^M (D_{i,j}(X_i) - D'_{i,j})^2$ відносно середньоквадратичного відхилення обраного раніше виду узагальненого дефекту за попередніми серіями перевищує величину δD , що задається (величина δD менш ніж 10 %);

– у випадку, якщо одночасно по двох і більше видах узагальнених дефектів значення середньоквадратичних відхилень відрізняються не більш ніж на δD , то виходячи з досвіду експлуатації обирають найбільш вірогідний узагальнений дефект. Така ситуація можлива, коли протягом всієї серії вимірів режимні параметри ВЦН змінюються незначно.

2.5 Метод узагальнених нормованих дефектів проточної частини ВЦН у разі неповної та неточної інформації

Аналіз інформації, що надходить в УМГ із КС показує, що за багатьма КС відсутні поагрегатні дані. У той же час цехові дані та номери працюючих на магістралі ГПА за кожного КС обов'язково передаються в УМГ. Для обробки цієї інформації і визначення на її основі ФТС ГПА, що знаходяться в експлуатуванні, необхідне розроблення методу оцінки ФТС ГПА за цеховими даними.

Добові цехові дані диспетчерської служби є доволі інформативними для оцінки ФТС ГПА.

Завдання оцінки ФТС за цеховими даними у цій роботі розглядається для рівнобіжної схеми включення ВЦН у разі виконання низки припущень.

Це завдання вирішують у такий спосіб. На першому етапі для кожного виду узагальненого дефекту D_j , ($j = \overline{1, ND}$) і кожного ВЦН по всій серії вимірювань цехових даних $\{X_i\}$, $i = \overline{1, NI}$ визначають функції зміни узагальненого дефекту $\{D_{j,k,i}\}$, $k = \overline{1, NK}$, які мінімізують функціонал

$$F_1(\{D_{j,k,i}\}) = \frac{1}{NI} \sum_{i=1}^{NI} (T_{\text{вих},i}^{\text{КЦ}}(D_{j,k,i}) - T_{\text{вих},i}^{\text{КЦ}})^2 = \min \text{ за } D_{j,k,i}, \quad (2.24)$$

де k – номер працюючого ВЦН;

NK – кількість ВЦН, які працювали під час проведення серії вимірювань цехових даних у КЦ;

$T_{\text{вих},i}^{\text{КЦ}}(D_{j,k,i})$ – розрахункове значення температури газу на виході КЦ (до устаткування повітряного охолодження газу);

$T_{\text{вих},i}^{\text{КЦ}}$ – обмірюване значення температури газу на виході КЦ (до устаткування повітряного охолодження газу).

Для відносно нетривалих серій вимірювань (кілька кварталів) функції зміни узагальнених дефектів $D_{j,k,i}$ k -го ВЦН від часу його напрацювання, що відраховується від початку серії $t_{k,i}$, припустимо розглядати як лінійні

$$D_{j,k,i}(t_{k,i}) = D_{j,k}^0 + D_{j,k}^t \cdot t_{k,i}. \quad (2.25)$$

На основі досвіду експлуатації для тривалих серій вимірів (кілька років) функції $D_{j,k,i}(t_{k,i})$ розглядаються як експоненціальні

$$D_{j,k,i}(t_{k,i}) = D_{j,k}^0 + D_{j,k}^1 (1 - e^{-D_{j,k}^t \cdot t_{k,i}}). \quad (2.26)$$

У формулах (3.24) і (3.25) використані такі позначення:

$D_{j,k}^0$ – значення узагальненого дефекту j -го виду k -го ВЦН перед початком серії випробувань;

$D_{j,k}^1$, $D_{j,k}^t$ – коефіцієнти, які визначають збільшення узагальненого дефекту у функції часу напрацювання.

Принципово можливий будь-який інший вибір виду функцій зміни узагальненого дефекту від часу наробітку. Описуваний метод не накладає обмежень на вид функцій $D_{j,k,i}(t_{k,i})$.

На другому етапі вибирають безліч узагальнених дефектів $\{D_{c,k}\}$, $k = \overline{1, NK}$ за умови:

$$F_1(D_{c,k,i}) \leq F_1(D_{j,k,i}) \text{ для } c \neq l \text{ и } j = 1, 2, \dots, c-1, c+1, \dots, ND, \quad (2.27)$$

і визначають фактичні характеристики усіх ВЦН, що включалися в роботу під час проведення цієї серії цехових вимірювань.

Процедура мінімізації функціоналу $F_l(D_{j,k,i})$ на першому етапі вирішення завдання однакова для всіх видів узагальнених дефектів. Тому під час наступного опису метода опущений індекс j , що визначає вид узагальненого дефекту.

Розрахункове значення температури газу у вхідному колекторі компресорного цеху розраховується для кожного цехового вимірювання на основі рівняння балансу температур:

$$T_{\text{вих},i}^{\text{КЦ}} = \frac{\sum_{k=1}^{NK} Q_{k,i}^r(D_{k,i}, X_i) \cdot T_{k,i}^r(D_{k,i}, X_i)}{\sum_{k=1}^{NK} Q_{k,i}^r(D_{k,i}, X_i)}, \quad (2.28)$$

де $Q_{k,i}^r(D_{k,i}, X_i)$ – розрахункове значення комерційної продуктивності k -го ВЦН за i -тим вектором цехових даних X_i

$$X_i = \{P_{\text{ВХ},i}^{\text{КЦ}}, T_{\text{ВХ},i}^{\text{КЦ}}, P_{\text{ВИХ},i}^{\text{КЦ}}, T_{\text{ВИХ},i}^{\text{КЦ}}, n_i, \rho_i\};$$

$T_{k,i}^r(D_{k,i}, X_i)$ – розрахункове значення температури газу на виході k -го ВЦН.

У випадку, якщо під час проведення i -го виміру k -й ВЦН не працював, $Q_{k,i}^r(D_{k,i}, X_i) = 0$, $T_{k,i}^r(D_{k,i}, X_i) = 0$.

Визначення оптимальних функцій узагальнених дефектів ВЦН, що мінімізують функціонал (3.23), пропонується знаходити методом послідовних наближень. Обчислюється коефіцієнт лінеаризації функції $T_{\text{ВИХ } i}^r$ за визначуваними параметрами функцій узагальнених дефектів ($\{D_k^0\}, \{D_k^t\}$ або $\{D_k^0\}, \{D_k^1\}$ і $\{D_k^t\}$) для $k = \overline{1, NK}$ в області значень $Q_{k,i}^r$ і $D_{k,i}$ попереднього наближення.

Функція $T_{\text{ВИХ } i, s}^r$ s -го наближення для лінійної функції узагальнених дефектів має вигляд

$$T_{\text{ВИХ } i, s}^{\text{КЦ}_r} = T_{\text{ВИХ } i, s-1}^{\text{КЦ}_r} + \sum_{k=1}^{NK} \left(\frac{\partial T_{\text{ВИХ } i}^r}{\partial D_k^0} D_k^0 \right)_s + \sum_{k=1}^{NK} \left(\frac{\partial T_{\text{ВИХ } i}^r}{\partial D_k^t} \cdot t_{k,i} \right)_s \cdot D_k^t. \quad (2.29)$$

Потім розв'язують систему рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{\partial F_i(D_{k,i})}{\partial D_k^0} = 0; \\ \frac{\partial F_i(D_{k,i})}{\partial D_k^t} = 0 \end{cases} \quad (2.30)$$

для всіх $k = \overline{1, NK}$ і знаходять уточнені значення узагальнених дефектів.

Процес уточнення параметрів дефектів завершується у випадку, коли величини відхилень усіх параметрів s -го наближення від s -го не перевищують задану похибку вирішення завдання.

Як початкове наближення значень узагальнених дефектів можна використовувати результати вирішення завдання в спрощеному визначенні на підставі наступного припущення.

Агрегатні узагальнені дефекти мають у межах цеху властивість адитивності. Дефект, обчислений за цеховими даними i -го вимірювання (D_i^r), дорівнюється, з точністю до методичних і інструментальних похибок розрахунків i -го виміру (δ_i), середньому арифметичному агрегатних узагальнених дефектів $D_{k,i}$, що розраховані за тим саме вимірюванням:

$$D_i^r = \sum_{k=1}^{NK} a_{k,i} \cdot D_{k,i} + \delta_i, \quad (2.31)$$

де $a_{k,i} = \frac{1}{n_{k,i}}$ – якщо під час проведення i -го вимірювання k -й ВЦН працював;

$n_{k,i}$ – загальна кількість працюючих ВЦН під час проведення i -го вимірювання;

$a_{k,i} = 0$ – в іншому випадку.

Агрегатні узагальнені дефекти під час проведення серії з NI вимірювань визначають з мінімуму середньоквадратичного відхилення похибок розрахунку дефектів $F_u(D_{k,i})$

$$F_u(D_{k,i}) = \frac{1}{N_i} \sum_{i=1}^M (\delta_i)^2 = \frac{1}{N_i} \sum_{i=1}^M (D_i^r - \sum_{k=1}^{NK} a_{k,i} \cdot D_{k,i})^2 = \min, \quad (2.32)$$

де $D_{k,i}$ – значення узагальненого дефекту k -го ВЦН на i -му вимірюванні.

Разом із тим агрегатні узагальнені дефекти визначають тільки для тих ВЦН, що працювали хоча б один раз під час проведення серії вимірювань.

Значення D_i^r обчислюють за цеховими даними i -го вимірювання на основі розрахункових характеристик, що відповідають цьому виду узагальненого дефекту. Водночас розв'язують систему рівнянь:

$$\begin{cases} \varepsilon_{\text{пр}}(X_i) = \varepsilon_{\text{пр}}^p(Q_{\text{пр}i}, D_i^r); \\ \eta_{\text{пол}}(X_i) = \eta_{\text{пол}}^p(Q_{\text{пол}i}, D_i^r). \end{cases} \quad (2.33)$$

Вибір виду функції зміни $D_{k,i}$, як зазначалося раніше, залежить від тривалості аналізованої серії вимірювань. Передбачається, що після проведення обробки цехових вимірювань даних декількох серій, отримані результати за кожним ВЦН необхідно описати інтерполяційною функцією. Далі наведені формули для визначення лінійних функцій $D_{k,i}$ та часу напрацювання, що мінімізують функціонал F_u .

Необхідні значення $\{D_k^0\}$ и $\{D_k^t\}$, $k = \overline{1, NK}$ визначають із розв'язання системи рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{\partial F_u}{\partial D_k^0} = 0; \\ \frac{\partial F_u}{\partial D_k^t} = 0, \end{cases} \quad \text{для } k = \overline{1, NK}. \quad (2.34)$$

Розв'язання цієї системи може бути подано як

$$D_L = A_L^{-1} \cdot D_L^c, \quad (2.35)$$

де

$$D_L = \begin{pmatrix} D_1^0 \\ \dots \\ D_k^0 \\ \dots \\ D_{NK}^0 \\ D_1^t \\ \dots \\ D_k^t \\ \dots \\ D_{NK}^t \end{pmatrix}, \quad \overline{D}_L^c = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^{NI} D_i^r \cdot a_{1,i} \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} D_i^r \cdot a_{k,i} \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} D_i^r \cdot a_{NK,i} \\ \sum_{i=1}^{NI} D_i^r \cdot a_{1,i} \cdot t_{1,i} \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} D_i^r \cdot a_{k,i} \cdot t_{k,i} \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} D_i^r \cdot a_{NK,i} \cdot t_{NK,i} \end{pmatrix}.$$

$$A_L = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot a_{1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{k,i} \cdot a_{1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot a_{1,i} + \dots + \\ + \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot t_{1,i} \cdot a_{1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{k,i} \cdot t_{k,i} \cdot a_{1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot t_{NK,i} \cdot a_{1,i}; \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot a_{NK,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{k,i} \cdot a_{NK,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot a_{NK,i} + \dots + \\ + \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot t_{1,i} \cdot a_{NK,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{k,i} \cdot t_{k,i} \cdot a_{NK,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot t_{NK,i} \cdot a_{NK,i}; \\ \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot a_{1,i} \cdot t_{1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{k,i} \cdot a_{1,i} \cdot t_{1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot a_{1,i} \cdot t_{1,i} + \dots + \\ + \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot t_{1,i} \cdot a_{1,i} \cdot t_{1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{k,i} \cdot t_{k,i} \cdot a_{1,i} \cdot t_{1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot t_{NK,i} \cdot a_{1,i} \cdot t_{1,i}; \\ \dots \\ + \sum_{i=1}^{NI} a_{k,i} \cdot a_{NK,i} \cdot t_{NK,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot a_{NK,i} \cdot t_{NK,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot t_{1,i} \cdot a_{NK,i} \cdot t_{NK,i} + \dots + \\ + \sum_{i=1}^{NI} a_{k,i} \cdot t_{k,i} \cdot a_{NK,i} \cdot t_{NK,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot t_{NK,i} \cdot a_{NK,i} \cdot t_{NK,i} \end{pmatrix}$$

Обчислені значення $\{D_k^0\}$ и $\{D_k^t\}$, $k = \overline{1, NK}$ перевіряють на виконання таких умов для всіх NK ВЦН:

$$D_{\min k} \leq D_k^0 < D_{\max k}, \quad (2.36)$$

$$D_k^t \geq 0, \quad (2.37)$$

$$D_k^0 + D_k^t \cdot t_{k, Ni} < D_{\max k}, \quad (2.38)$$

де $D_{\min k}$, $D_{\max k}$ – параметри, що визначають діапазон можливої зміни дефекту за k -го ВЦН.

Діапазони можливої зміни узагальненого дефекту визначають за результатами обчислень фактичних характеристик ВЦН за попередніми серіями вимірювань. Нижнє значення діапазону змінення $D_{\min k}$ дорівнюється значенню агрегатного дефекту k -го ВЦН, знайденого у попередньому вимірюванні, мінус подвоєне значення можливої помилки обчислення D_k . Якщо отримане значення $D_{\min k}$ менше – 0,05, то $D_{\min k}$ примусово привласнюється значення – 0,05.

$D_{\max k}$ визначається як функція від обчисленого значення дефекту на попередній серії вимірювань, можливих помилок обчислень, а також можливої граничної зміни D_k за час проведення серії вимірювань. Якщо отримане значення $D_{\max k}$ більше ніж 1, то $D_{\max k}$ примусово присвоюється значення 1.

У разі невиконання хоча б по одному ВЦН одного або кількох умов (2.36), (2.37), (2.38), виконуються наступні дії.

У разі невиконання умов (2.36) по k -му ВЦН значенню D_k^0 присвоюється $D_{\text{пред } k}$, що розраховують як

$$D_{\text{пред } k} = D_{\min k}, \text{ за } D_k^0 < D_{\min k}, \quad (2.39)$$

$$D_{\text{пред } k} = D_{\max k}, \text{ за } D_k^0 > D_{\max k}.$$

У разі невиконання умови (2.37) значенню D_k^t присвоюється нуль.

У разі виконанні умов (3.35) і (3.36) і невиконанні умов (2.38) D_k^t присвоюється значення

$$D_k^t = \frac{D_{\max k} - D_k^0}{t_{k, NI}}. \quad (2.40)$$

Після виконання приведених присвоєнь повторно вирішується система

рівнянь (2.34) із зафіксованими значеннями D_k^0 і/або D_k^t , а потім повторно перевіряється виконання умов (2.36), (2.37), (2.38).

Завдання визначення узагальнених дефектів $D_{k,i}$, що мінімізують функціонал (2.33), вважається вирішеним, якщо після наступного обчислення $\{D_k^0\}$ та $\{D_k^t\}$, $k = \overline{1, NK}$ умови (2.36), (2.37), (2.38) виконані за усіх NK ВЦН.

У разі, якщо серія з NI вимірювань періодично повторюється на відносно невеликому часовому інтервалі (наприклад три місяці), то можна припустити, що $D_k^t = 0$ і $D_{k,i} = D_k$. Тоді вектор значень агрегатних дефектів D_w , що мінімізує функціонал F_u , дорівнює

$$D_w = A_w^{-1} \cdot D_w^c, \quad (2.41)$$

де

$$D_w = \begin{bmatrix} D_1^0 \\ \dots \\ D_k^0 \\ \dots \\ D_{NK}^0 \end{bmatrix}, \quad D_w^c = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{NI} D_i^r \cdot a_{1,i} \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} D_i^r \cdot a_{k,i} \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} D_i^r \cdot a_{NK,i} \end{bmatrix},$$

$$A_w = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot a_{1,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{2,i} \cdot a_{1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{k,i} \cdot a_{1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot a_{1,i} \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot a_{k,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{2,i} \cdot a_{k,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{k,i} \cdot a_{k,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot a_{k,i} \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot a_{NK,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{2,i} \cdot a_{NK,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{k,i} \cdot a_{NK,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot a_{NK,i} \end{bmatrix}.$$

Обчислені значення агрегатних дефектів перевіряють на приналежність діапазнам можливих змін:

$$D_{\min k} \leq D_k < D_{\max k}. \quad (2.42)$$

У разі невиконання для k -го ВЦН умови (2.42), значенню D_k присвоюється значення $D_k = D_{\text{пред } k}$. Разом із тим $D_{\text{пред } k} = D_{\min k}$ при $D_k < D_{\min k}$ або $D_{\text{пред } k} = D_{\max k}$ при $D_k > D_{\max k}$. Можливе невиконання умови (2.42) одночасно

для декількох нагнітачів. У цьому випадку встановлюється той ВЦН, у якого модуль відхилення обчисленого значення D_k від граничного значення $D_{k, \text{пред}}$ максимальний. Для цього ВЦН фіксують значення узагальненого дефекту $D_k = D_{k, \text{пред}}$, далі визначають вектор узагальнених дефектів $D_{(1)}$ для інших ВЦН.

Оптимальний вектор значень узагальнених дефектів у цьому випадку знаходять з рівняння:

$$D_{(1)} = A_{(1)}^{-1} \cdot D_{(1)}^c, \quad (2.43)$$

де

$$D_{(1)} = \begin{pmatrix} D_1 \\ \dots \\ D_{k-1} \\ D_{k+1} \\ \dots \\ D_{NK} \end{pmatrix}, \quad D_{(1)}^c = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^{NI} (D_i^r - a_{k,i} \cdot D_{k, \text{пред}}) \cdot a_{1,i} \\ \sum_{i=1}^{NI} (D_i^r - a_{k,i} \cdot D_{k, \text{пред}}) \cdot a_{k-1,i} \\ \sum_{i=1}^{NI} (D_i^r - a_{k,i} \cdot D_{k, \text{пред}}) \cdot a_{k+1,i} \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} (D_i^r - a_{k,i} \cdot D_{k, \text{пред}}) \cdot a_{NK,i} \end{pmatrix},$$

$$A_{(1)} = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot a_{1,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{2,i} \cdot a_{1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{k-1,i} \cdot a_{1,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{k+1,i} \cdot a_{1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot a_{1,i} \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot a_{k-1,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{2,i} \cdot a_{k-1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{k-1,i} \cdot a_{k-1,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{k+1,i} \cdot a_{k-1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot a_{k-1,i} \\ \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot a_{k+1,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{2,i} \cdot a_{k+1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{k-1,i} \cdot a_{k+1,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{k+1,i} \cdot a_{k+1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot a_{k+1,i} \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot a_{NK,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{2,i} \cdot a_{NK,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{k-1,i} \cdot a_{NK,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{k+1,i} \cdot a_{NK,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot a_{NK,i} \end{pmatrix}$$

За результатами розв'язання (2.43) аналізують виконання умови (2.42). У разі невиконання цієї умови по одному або декільком ВЦН фіксується значення узагальненого дефекту по s -му ВЦН $D_s = D_{s, \text{пред}}$, у якого модуль відхилення значення D_s від граничного $D_{s, \text{пред}}$ максимальний. Далі визначають значення узагальнених дефектів другого наближення

$$D_{(2)} = A_{(2)}^{-1} \cdot D_{(2)}^c, \quad (2.44)$$

де

$$D_{(2)} = \begin{vmatrix} D_1 \\ \dots \\ D_{s-1} \\ D_{s+1} \\ \dots \\ D_{k-1} \\ D_{k+1} \\ \dots \\ D_{NK} \end{vmatrix}, \quad D_{(2)}^c = \begin{vmatrix} \sum_{i=1}^{NI} (D_i^r - a_{k,i} \cdot D_{k,\text{пред}} - a_{s,i} \cdot D_{s,\text{пред}}) \cdot a_{1,i} \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} (D_i^r - a_{k,i} \cdot D_{k,\text{пред}} - a_{s,i} \cdot D_{s,\text{пред}}) \cdot a_{s-1,i} \\ \sum_{i=1}^{NI} (D_i^r - a_{k,i} \cdot D_{k,\text{пред}} - a_{s,i} \cdot D_{s,\text{пред}}) \cdot a_{s+1,i} \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} (D_i^r - a_{k,i} \cdot D_{k,\text{пред}} - a_{s,i} \cdot D_{s,\text{пред}}) \cdot a_{k-1,i} \\ \sum_{i=1}^{NI} (D_i^r - a_{k,i} \cdot D_{k,\text{пред}} - a_{s,i} \cdot D_{s,\text{пред}}) \cdot a_{k+1,i} \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} (D_i^r - a_{k,i} \cdot D_{k,\text{пред}} - a_{s,i} \cdot D_{s,\text{пред}}) \cdot a_{NK,i} \end{vmatrix},$$

$$A_{(2)} = \begin{vmatrix} \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot a_{1,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{2,i} \cdot a_{1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{s-1,i} \cdot a_{1,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{s+1,i} \cdot a_{1,i} + \dots + \\ + \sum_{i=1}^{NI} a_{k-1,i} \cdot a_{1,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{k+1,i} \cdot a_{1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot a_{1,i}; \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot a_{s-1,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{2,i} \cdot a_{s-1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{s-1,i} \cdot a_{s-1,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{s+1,i} \cdot a_{s-1,i} + \dots + \\ + \sum_{i=1}^{NI} a_{k-1,i} \cdot a_{s-1,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{k+1,i} \cdot a_{s-1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot a_{s-1,i}; \\ \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot a_{s+1,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{2,i} \cdot a_{s+1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{s-1,i} \cdot a_{s+1,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{s+1,i} \cdot a_{s+1,i} + \dots + \\ + \sum_{i=1}^{NI} a_{k-1,i} \cdot a_{s+1,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{k+1,i} \cdot a_{s+1,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot a_{s+1,i}; \\ \dots \\ \sum_{i=1}^{NI} a_{1,i} \cdot a_{NK,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{2,i} \cdot a_{NK,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{s-1,i} \cdot a_{NK,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{s+1,i} \cdot a_{NK,i} + \dots + \\ + \sum_{i=1}^{NI} a_{k-1,i} \cdot a_{NK,i} + \sum_{i=1}^{NI} a_{k+1,i} \cdot a_{NK,i} + \dots + \sum_{i=1}^{NI} a_{NK,i} \cdot a_{NK,i}. \end{vmatrix}.$$

Процедура обчислень узагальнених дефектів повторюється, доки всі знайдені значення узагальнених дефектів, що мінімізують функцію середньоквадратичних помилок обчислень (2.43), будуть задовольняти умові (2.42). Завершальною операцією з визначення індивідуальних оцінок ФТС ВЦН є апроксимація значень узагальнених дефектів по кожному ВЦН за всіма серіями вимірювань. Значення узагальненого дефекту встановлюють за апроксимувальною прямою (кривою) на момент закінчення останньої серії вимірювань.

2.6 Метод діагностики ФТС ВЦН на основі газодинамічної моделі проточної частини

Течія реального газу через систему каналів і ґрат профілів ВЦН характеризується низкою особливостей, що впливають на рівень втрат і, як наслідок, на його фактичні характеристики.

До таких особливостей варто зарахувати:

- просторовий характер течії газу. Термодинамічні й кінематичні параметри потоку в різних точках мають неоднакові значення. Ця нерівномірність параметрів змінюється під час переходу від режиму до режиму;

- нестационарний характер течії газу. В'язкість газу, кривизна каналів та низка інших факторів визначають появу нерівномірної епюри швидкостей і тисків за ґратами. У цих умовах наявність у ВЦН нерухомих і обертових ґрат спричиняє нестационарну течію потоку навіть за постійності витрати і частоти обертання;

- істотний вплив стискання газу під час течії через ВЦН, що виявляється в тому, що при досягненні на якому-небудь з елементів проточної частини критичних чисел Маху виникають хвильові ефекти, пов'язані як із зростанням втрат, так і з кризою витрати (запирання проточної частини);

- формування прикордонних шарів на обтічних поверхнях завдяки в'язкості газу, що впливають на величину втрат. Зважаючи на те, що характер течії в елементах ВЦН має дифузійний характер, в'язкість впливає на стійкість прикордонних шарів і відрив потоку від стінок каналів;

- турбулентність потоку у ВЦН, що впливає на характер течії газу і втрати енергії.

Відзначені особливості визначають необхідність урахування втрат у таких елементах ВЦН:

- втрати в каналах, сформованих напрямними лопатками, лопатками РК і ЛД, що залежать від геометрії, режиму течії, що характеризується газодинамічними критеріями подібності (M , Re) і кута атаки;

– втрати енергії від протікань через ущільнення РК, що залежать від геометрії ущільнення (величини зазору, діаметра ущільнення тощо) і режиму роботи ВЦН;

– втрати енергії в поворотному коліні.

На розробку методу газодинамічного розрахунку течії газу також накладають свої обмеження умови експлуатації. До цих обмежень належать:

– обмежена номенклатура вимірюваних параметрів ВЦН (відсутність вимірювання потужності, продуктивності);

– значні систематичні і випадкові похибки каналів виміру параметрів ВЦН (до декількох відсотків від шкали вимірювання);

– необхідність визначення фактичних параметрів режиму роботи ВЦН у масштабі реального часу з інтервалом кілька секунд.

Наведені особливості обумовлюють розроблення методу визначення фактичних характеристик і параметрів режиму роботи ВЦН на основі газодинамічного розрахунку параметрів проточної частини в одномірному визначенні. Запропонований метод ґрунтується на використанні рівнянь газової динаміки стосовно течії газу через проточну частину ВЦН і обліку втрат в елементах проточної частини за допомогою відповідних коефіцієнтів втрат.

Цей метод передбачає вирішення двох завдань.

Перше завдання полягає у визначенні коефіцієнтів втрат у РК і ЛД із використанням паспортних характеристик на основі газодинамічного розрахунку проточної частини. Завдання вирішується однократно для кожного типу ВЦН. У випадку зміни геометрії проточної частини нагнітача, коефіцієнти втрат перераховуються.

Друге завдання полягає у визначенні зазору в ущільненні покривного диска й обчисленні фактичних характеристик ВЦН за вимірюваними параметрами ВЦН з використанням розрахованих коефіцієнтів втрат на основі газодинамічного розрахунку. Це завдання задача вирішується періодично для кожного конкретного ВЦН. Як вхідну оперативну інформацію використовують інформацію штатних каналів вимірювання агрегатної автоматики, вона може бути також застосована для оброблення результатів теплотехнічних випробувань.

Фактичні функціональні параметри режиму роботи ВЦН визначають на основі поправок до таких параметрів: витрати компримованого газу, ККД і потужності, розрахованих за даними випробувань або паспортними характеристиками ВЦН. Поправки визначають, як різницю зазначених параметрів, розрахованих із використанням газодинамічного розрахунку проточної частини ВЦН за номінального й фактичного значення зазору в ущільненні покривного диска.

Газодинамічний розрахунок проточної частини ВЦН

Процедура газодинамічного розрахунку, використана в наведених вище двох завданнях, складається з послідовного визначення параметрів потоку в розрахункових перерізах для елементів проточної частини – вхідного напрямного апарату, РК і ЛД.

На рисунку 2.2 наведено положення розрахункових перерізів проточної частини:

- 0 – 0 – за вхідним напрямним апаратом (ВНА);
- 1 – 1 – на вході в РК ВЦН;
- 2 – 2 – на виході з РК;
- 3 – 3 – на вході в ЛД;
- 4 – 4 – на виході з ЛД.

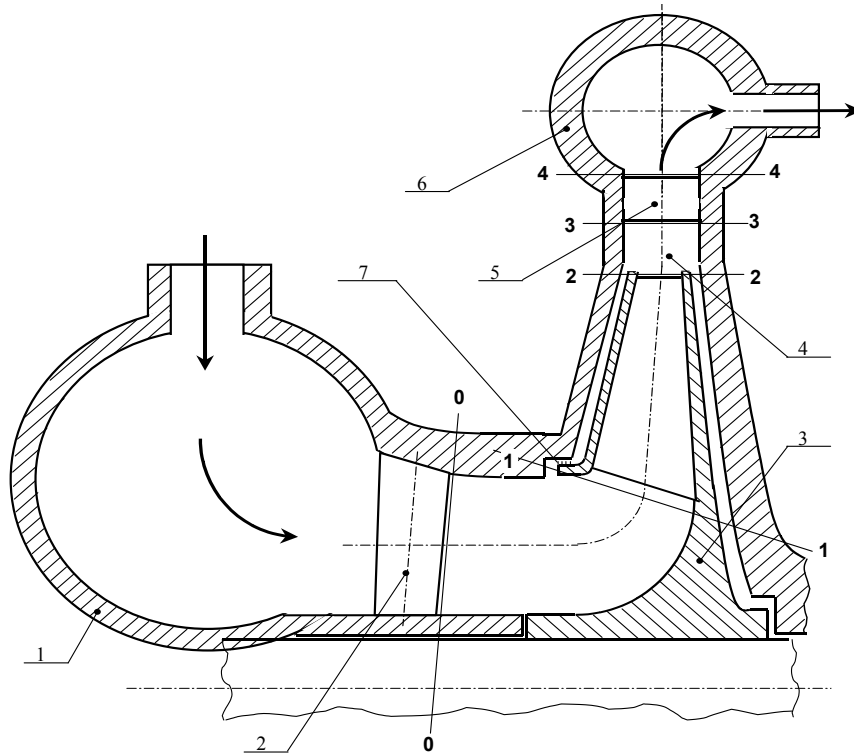


Рисунок 2.2 – Схема ступені відцентрового нагнітача:

- 1 – вхідна кільцева камера; 2 – вхідний напрямний апарат;
- 3 – робоче колесо; 4 – безлопатковий дифузор; 5 – лопатковий дифузор;
- 6 – збірна камера; 7 – ущільнення покривного диска

Для визначення параметрів використовують основні рівняння газодинаміки: збереження маси (рівняння нерозривності), збереження кількості руху, збереження моменту кількості руху та збереження енергії. Рівняння одновимірної стаціонарної течії ідеального газу в каналі проточної частини, обмеженому двома розрахунковими перерізами, мають такий вигляд.

Рівняння збереження маси

$$\rho_{\text{вх}} F_{\text{вх}} C_{\text{вх}} = \rho_{\text{вих}} F_{\text{вих}} C_{\text{вих}}, \quad (2.45)$$

де $\rho_{\text{вх}}$, $\rho_{\text{вих}}$ – густина газу відповідно на вході й виході каналу проточної частини, обмеженого розрахунковими перерізами (рис. 2.2);

$C_{\text{вх}}$, $C_{\text{вих}}$ – швидкості потоку відповідно на вході та виході каналу проточної частини, обмеженого розрахунковими перерізами;

$F_{\text{вх}}$, $F_{\text{вих}}$ – площа розрахункових перерізів, що обмежують канал.

Рівняння збереження кількості руху

$$G_{\text{вх}} C_{\text{вх}} = G_{\text{вих}} C_{\text{вих}}, \quad (2.46)$$

де $G_{\text{вх}}$, $G_{\text{вих}}$ – секундна витрата газу відповідно на вході та виході каналу проточної частини, обмеженого розрахунковими перерізами (рис. 2.2).

Рівняння збереження моменту кількості руху

$$G_{\text{вх}} C_{\text{вх}} D_{\text{вх}} = G_{\text{вих}} C_{\text{вих}} D_{\text{вих}}, \quad (2.47)$$

де $D_{\text{вх}}$, $D_{\text{вих}}$ – середні діаметри розрахункових перерізів на вході та виході каналу проточної частини.

Рівняння збереження енергії

$$i_{\text{вх}} + \frac{C_{\text{вх}}^2}{2} = i_{\text{вих}} + \frac{C_{\text{вих}}^2}{2}, \quad (2.48)$$

де $i_{\text{вх}}$, $i_{\text{вих}}$ – ентальпії потоку газу відповідно на вході і виході каналу проточної частини, обмеженому розрахунковими перерізами (рис. 2.3).

Для замикання наведеної системи рівнянь використовують процедуру визначення термодинамічних параметрів природного газу, засновану на модифікованому рівнянні «Бенедикта – Вебба – Рабіна» і використанні I - S діаграм. Ця процедура дозволяє розрахувати таблицю термодинамічних властивостей газу за відомим складом природного газу в області робочих значень тиску і температури газу.

Газодинамічний розрахунок виконують на основі відомих геометричних параметрів проточної частини. На рисунку 2.3 подана кінематична схема потоку газу у відцентровому ступені з позначеннями характерних геометричних параметрів і швидкостей потоку. На рисунку 2.4 відображено робочий процес стискання газу в відцентровому ступені в I - S діаграмі.

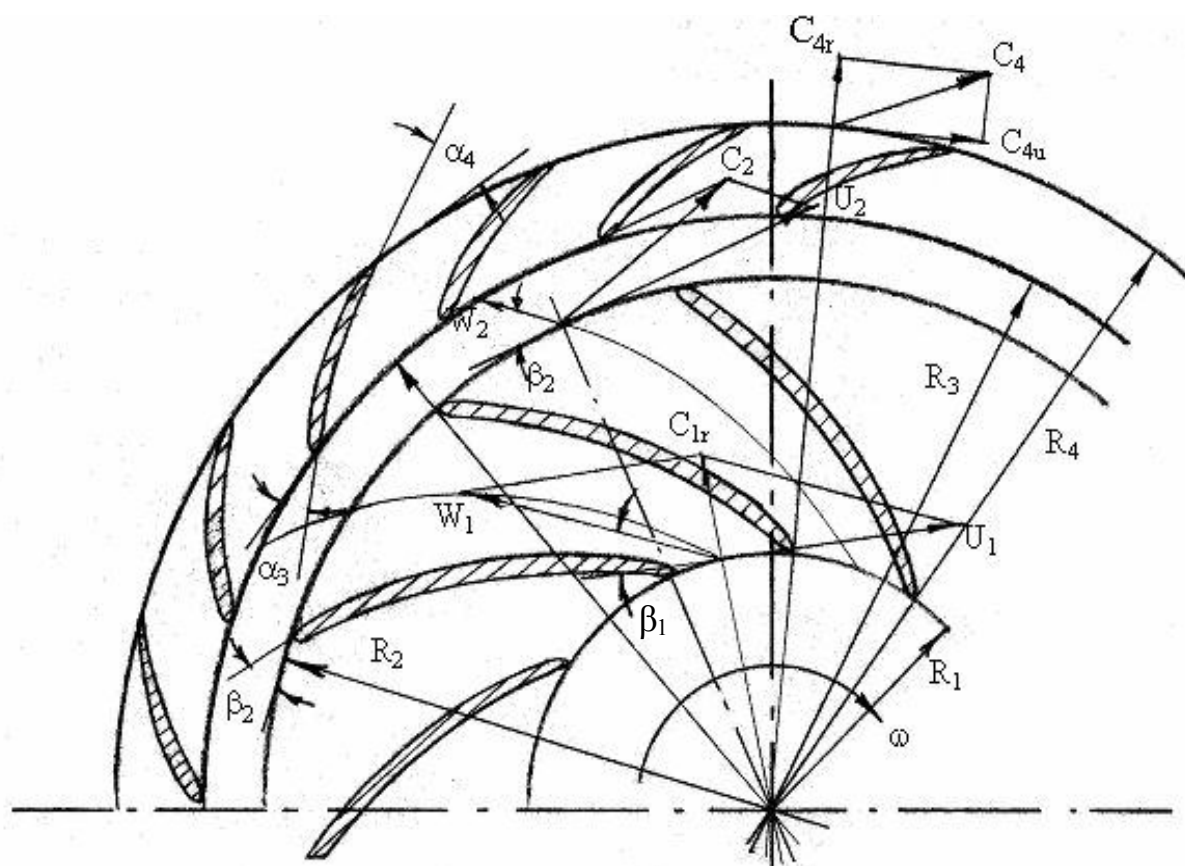


Рисунок 2.3 – Кінематична схема потоку газу у відцентровому ступені

На рисунку 2.3 прийняти наступні позначення:

α_3 – кут входу потоку на ЛД;

α_4 – кут виходу потоку з ЛД;

β_1 – кут входу потоку на РК у відносному русі;

β_2 – кут виходу потоку з РК у відносному русі;

C_{1r} – радіальна складова абсолютної швидкості входу потоку на РК;

C_2 – абсолютна швидкість виходу потоку з РК;

C_4 – швидкість виходу потоку з ЛД;

C_{4u} – окружна складова швидкості виходу потоку з ЛД;

C_{4r} – радіальна складова абсолютної швидкості виходу потоку з ЛД;

U_1 – переносна швидкість потоку на вході в РК;

U_2 – переносна швидкість потоку на виході з РК;

W_1 – швидкість входу потоку на РК у відносному русі;

W_2 – швидкість виходу потоку з РК у відносному русі;

R_1 – середній радіус каналу проточної частини на вході в РК;

R_2 – середній радіус каналу проточної частини на виході з РК;

R_3 – середній радіус каналу проточної частини на вході в ЛД;

R_4 – середній радіус каналу проточної частини на виході з ЛД;

ω – кутова швидкість РК

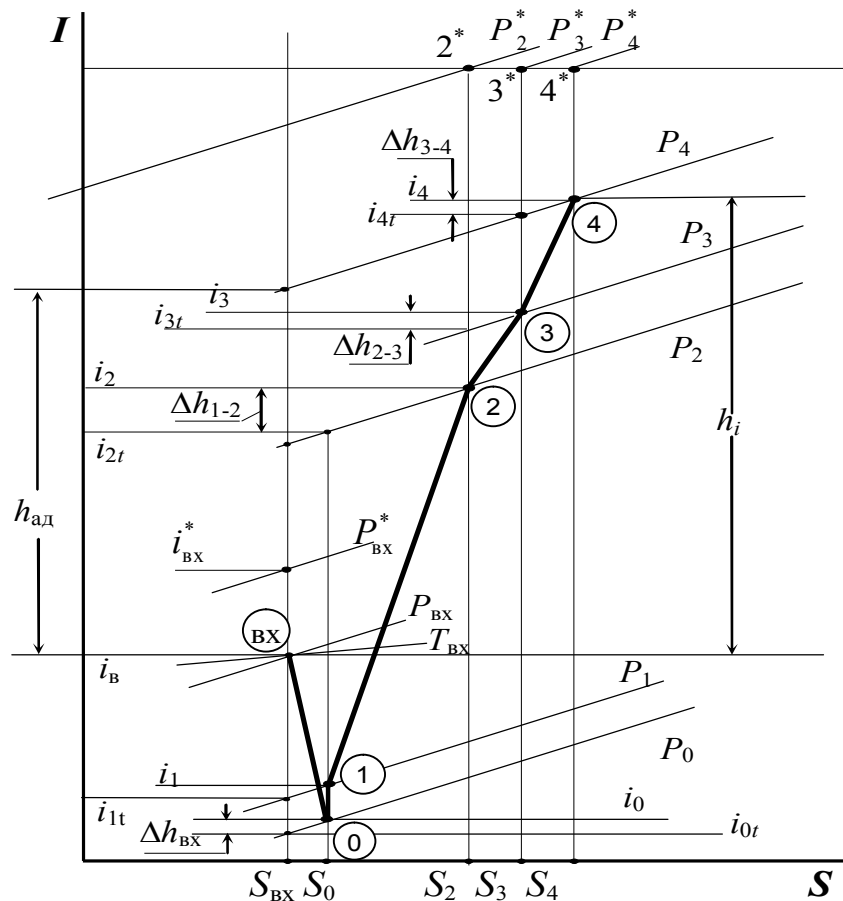


Рисунок 2.4 – Процес стиснення газу у відцентровому ступені ВЦН в $I - S$ діаграмі

Послідовність газодинамічного розрахунку наведена нижче.

Розрахунок вхідного напрямного апарату

1. Використовуючи процедуру розрахунку термодинамічних параметрів (надалі процедура $I - S$), визначають ентальпію i_{BX} і ентропію S_{BX} потоку газу на вході до ВНА за тиском P_{BX} і температурою газу T_{BX} на вході до ВЦН.

2. Як початкове наближення приймається значення тиску газу за ВНА, що дорівнює $P_0 = 0,7 \cdot P_{BX}$. За допомогою процедури $I - S$ визначають температуру T_{0t} і теоретичне значення ентальпії потоку газу i_{0t} за ВНА на основі значень тиску P_0 і ентропії S_{BX} .

3. Значення коефіцієнта швидкості вхідного напрямного апарату приймається $\varphi_0 = 0,97$.

4. Втрати в ВНА визначають як:

$$\Delta h_0 = (1 - \varphi_0^2) \cdot (i_{BX} - i_{0t}). \quad (2.49)$$

5. Ентальпія потоку газу за ВНА дорівнює:

$$i_0 = i_{0t} + \Delta h_0. \quad (2.50)$$

6. Швидкість газу на виході з ВНА визначають як:

$$C_0 = \varphi_0 \cdot \sqrt{2 \cdot (i_{\text{вх}} - i_{0t})}. \quad (2.51)$$

7. Визначають температуру газу за вхідним напрямним апаратом T_0 за значеннями тиску P_0 і ентальпії i_0 на основі $I - S$ процедури.

8. Визначають коефіцієнт стисливості Z_0 за значеннями тиску P_0 і температурі газу T_0 на основі рівняння стану «Бенедикта – Вебба – Рабіна».

9. Визначають густину газу за ВНА за формулою:

$$\rho_0 = \frac{P_0}{Z_0 \cdot R \cdot T_0}. \quad (2.52)$$

10. Розраховують витрати газу в перерізі 0 – 0:

$$G_0 = C_0 \cdot \rho_0 \cdot \pi \cdot D_0 \cdot L_0 \cdot \sin \alpha_0, \quad (2.53)$$

де D_0 – середній діаметр каналу проточної частини на виході з ВНА;

L_0 – довжина лопаток на виході ВНА;

α_0 – кут виходу потоку з ВНА.

11. Колова складова швидкості потоку газу за ВНА дорівнює:

$$C_{0u} = C_0 \cdot \cos \alpha_0. \quad (2.54)$$

Розрахунок параметрів потоку газу перед робочим колесом

1. Визначення окружної складової швидкості потоку:

$$C_{1u} = C_{0u} \cdot \frac{R_1}{R_0}, \quad (2.55)$$

де R_0 і R_1 – середні радіуси каналів проточної частини ВЦН у перерізах 0 – 0 і 1 – 1.

2. Переносна швидкість обертання РК дорівнює:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}, \quad (2.56)$$

де D_1 – середній діаметр каналу проточної частини на вході РК.

3. Переносну швидкість обертання РК у перерізі 2 – 2 визначають за формулою:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}, \quad (2.57)$$

де n – частота обертання ротора ВЦН.

4. Витрати протікання газу через ущільнення покривного диска:

$$\Delta G_{\text{ут}} = \pi \cdot \mu \cdot D_{\text{ущ}} \cdot \Delta_{\text{ущ}} \cdot \rho_1 \cdot \sqrt{\frac{0,75 \cdot (U_2^2 - U_1^2)}{Z_{\text{вус}}}} \quad (2.58)$$

де $\mu = 0,75$ – коефіцієнт витрати;

$D_{\text{ущ}}$ – діаметр ущільнення;

$\Delta_{\text{ущ}}$ – зазор ущільнення;

ρ_1 – густина газу в перерізі 1 – 1 (приймається такою, що дорівнює ρ_0);

$Z_{\text{вус}}$ – кількість вусиків в ущільненні покривного диска.

5. Значення осьової складової швидкості в перерізі 1 - 1 виходячи з рівняння нерозривності $G_1 = G_0 + \Delta G_{\text{ут}}$:

$$C_{1z} = \frac{G_1}{\rho_0 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot L_1} \quad (2.59)$$

де D_1 – середній діаметр каналу проточної частини на вході в РК;

L_1 – довжина лопаток на вході в РК.

6. Абсолютну швидкість руху потоку газу C_1 визначають за формулою:

$$C_1 = \sqrt{C_{1z}^2 + C_{1u}^2} \quad (2.60)$$

7. Ентальпію газу перед РК i_1 в перерізі 1 – 1 визначають з рівняння енергії:

$$i_0 + \frac{C_0^2}{2} = i_1 + \frac{C_1^2}{2} \quad (2.61)$$

8. Виходячи з припущення про ізоентропійний процес течії газу на відріжку між перерізами 1 – 1 і 0 – 0, за значеннями ентальпії i_1 і ентропії S_0 , використовуючи $I-S$ процедуру, визначають тиск P_1 і температуру газу T_1 перед РК.

9. Відносна швидкість входу потоку в РК дорівнює:

$$w_1 = \sqrt{C_{1z}^2 + U_1^2}, \quad (2.62)$$

де U_1 – переносна швидкість РК на середньому радіусі каналу проточної частини на вході в РК.

10. Кут входу потоку в РК у відносному русі дорівнює:

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{C_{1z}}{U_1}\right) \quad (2.63)$$

Розрахунок параметрів потоку на виході з робочого колеса

1. P_2 присвоюється значення P_1 (як початкове наближене значення тиску газу за РК). За тиском газу P_2 та ентропією S_0 за допомогою процедури $I-S$ визначають теоретичні параметри потоку газу за РК i_{2t} і T_{2t} .

2. Теоретична відносна швидкість потоку газу на виході з РК:

$$w_{2t} = \sqrt{(w_1^2 + U_2^2 - U_1^2 - 2 \cdot (i_{2t} - i_1))}. \quad (2.64)$$

3. Відносна швидкість потоку на виході з РК:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2t}, \quad (2.65)$$

де $\psi = \sqrt{1 - \zeta_{PK}^2}$ – коефіцієнт швидкості РК;

ζ_{PK} – коефіцієнт втрат у РК.

Значення коефіцієнта втрат у РК ζ_{PK} визначають на основі експериментальних даних у разі незношеного стану відцентрового нагнітача.

4. Проекції швидкості потоку w_2 на радіальний і коловий напрям дорівнюють:

$$w_{2r} = w_2 \cdot \sin(\beta_{2l}), \quad (2.66)$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos\beta_{2l} + \Delta w_u, \quad (2.67)$$

де $\Delta w_u = 1,2 \cdot \pi \cdot U_2 \cdot \frac{\sin\beta_{2l}}{Z_{l2}}$ – поправка, що враховує відхилення потоку за РК;

β_{2l} – кут виходу потоку газу з РК;

Z_{l2} – кількість лопаток в РК.

5. Втрати енергії потоку в РК складають

$$\Delta h_2 = (1 - \psi^2) \cdot \frac{w_1^2}{2}. \quad (2.68)$$

6. Ентальпія потоку за РК:

$$i_2 = i_{2t} + \Delta h_2. \quad (2.69)$$

7. Визначається температура газу T_2 за РК за значеннями тиску P_2 і ентальпії i_2 на основі $I-S$ процедури.

8. Визначається коефіцієнт стиснення Z_2 за РК за значеннями тиску P_2 і температури газу T_2 на підставі рівняння стану «Бенедикта – Вебба – Рабіна».

9. Визначається густина газу за РК :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{Z_2 \cdot R \cdot T_2}. \quad (2.70)$$

10. Із рівняння нерозривності визначають витрата газу на виході РК:

$$G_2 = \rho_2 \cdot w_{2r} \cdot \pi \cdot D_2 \cdot L_2. \quad (2.71)$$

де D_2 – середній діаметр каналу проточної частини на виході з РК;

L_2 – довжина лопаток РК.

11. Розрахунок параметрів потоку газу на виході РК відповідно до п. 1 – 11 повторюється, доки не співпадуть значення витрати газу в перерізі 2 – 2 і витрати газу в перерізі 1 – 1 із необхідною точністю шляхом варіації значень тиску газу P_2 .

Розрахунок параметрів потоку на виході робочого колеса закінчується за умови рівності $G_2 = G_1$ із деякою наперед заданою похибкою.

*Розрахунок параметрів потоку на ділянці між робочим колесом
і лопатковим дифузором*

1. Після визначення параметрів потоку газу за РК (тиску P_2 , температури T_2 і ентальпії i_2) визначають абсолютна швидкість виходу потоку з РК:

$$C_2 = \sqrt{w_2^2 + U_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot U_2 \cdot \cos \beta_2}, \quad (2.72)$$

і проекції швидкості на радіальний C_{2r} і коловий C_{2u} напрям

$$C_{2r} = w_2 \cdot \sin \beta_2, \quad (2.73)$$

$$C_{2u} = w_{2u} - U_2. \quad (2.74)$$

де β_2 – кут виходу потоку з РК.

2. Витрати газу через ЛД:

$$G_3 = G_2 - \Delta G_{\text{ут}}. \quad (2.75)$$

3. Визначення ентропії S_2 і питомий об'єм газу v_2 за значеннями тиску P_2 і ентальпії i_2 на підставі $I - S$ процедури.

4. Визначення густини газу в перерізі 2 – 2:

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2}. \quad (2.76)$$

Розрахунок параметрів у лопатковому дифузори

1. Радіальну складову швидкості потоку C_{3r} визначають за формулою:

$$C_{3r} = \frac{G_3}{\rho_2 \cdot L_3 \cdot \pi \cdot D_3}, \quad (2.77)$$

де D_3 – середній діаметр каналу проточної частини на вході в ЛД;

L_3 – довжина лопаток на вході в ЛД.

2. Колову складову швидкості C_{3u} розраховують як:

$$C_{3u} = \frac{C_{2u} \cdot R_2}{R_3}, \quad (2.78)$$

де R_3 – середній радіус каналу проточної частини в перерізі 3 – 3.

3. Величина абсолютної швидкості потоку на вході в ЛД дорівнює

$$C_3 = \varphi \cdot \sqrt{C_{3r}^2 + C_{3u}^2}, \quad (2.79)$$

де $\varphi = \sqrt{1 - \zeta_{\text{ЛД}}^2}$ – коефіцієнт швидкості ЛД;

$\zeta_{\text{ЛД}}$ – коефіцієнт втрат у ЛД.

Значення коефіцієнта втрат у ЛД $\zeta_{\text{ЛД}}$ визначають на підставі експериментальних даних за незношеного стану відцентрового нагнітача на основі методу, що наведений далі.

4. Визначають величину ентальпії потоку газу i_3 в перерізі 3 – 3

$$i_3 = i_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2} + (1 - \varphi^2) \cdot \frac{C_3^2}{2}. \quad (2.80)$$

5. Виходячи з припущення про ізоентропний процес течії газу на ділянці між перерізами 3 – 3 і 2 – 2, за значеннями ентальпії i_3 і ентропії S_3 за допомогою $I - S$ процедури визначають тиск P_3 і температуру газу T_3 .

6. Як початкове наближення значенню тиску газу на виході ЛД P_4 присвоюють значення P_3 .

7. За тиском газу P_4 і ентропії S_3 за допомогою процедури $I - S$ визначають теоретичні параметри потоку газу i_{4t} і T_{4t} .

8. Виходячи з рівняння збереження енергії

$$i_3 + \frac{C_3^2}{2} = i_{4t} + \frac{C_{4t}^2}{2} \quad (2.81)$$

визначають теоретичну швидкість потоку газу на виході ЛД.

$$C_{4t} = \sqrt{C_3 + 2 \cdot (i_3 - i_{4t})}. \quad (2.82)$$

9. Швидкість потоку на виході ЛД дорівнює

$$C_4 = \varphi \cdot C_{4t}. \quad (2.83)$$

10. Втрати енергії в ЛД складають

$$\Delta h_d = (1 - \varphi^2) \cdot (i_{4t} - i_3). \quad (2.84)$$

11. Ентальпія потоку на виході ЛД дорівнюється

$$i_4 = i_{4t} + \Delta h_d. \quad (2.85)$$

12. За допомогою $I-S$ процедури визначають температура газу T_4 і ентропія S_4 на виході ЛД за значеннями тиску газу P_4 і ентальпії i_4 .

13. За значенням тиску P_4 і температурі газу T_4 на виході ЛД визначають коефіцієнт стисливості Z_4 на основі рівняння стану «Бенедикта – Вебба – Рабіна».

14. Густина газу на виході ЛД визначають як

$$\rho_4 = \frac{P_4}{Z_4 \cdot R \cdot T_4}. \quad (2.86)$$

15. Проекції швидкості потоку газу на виході ЛД на окружний і радіальний напрям дорівнюють

$$C_{4r} = C_4 \cdot \sin \alpha_4, \quad (2.87)$$

$$C_{4u} = C_4 \cdot \cos \alpha_4, \quad (2.88)$$

де α_4 – кут виходу потоку з ЛД.

16. Витрати газу на виході ЛД дорівнюють

$$G_4 = G_3 - \Delta G_{yt} \cdot \frac{G_2}{G_0}. \quad (2.89)$$

17. Розрахунок параметрів потоку газу на виході ЛД відповідно до п. 6 – 17 повторюють до тих пір, доки значення витрат газу на виході ЛД не співпадут з значенням різності $G_2 - \Delta G_{yt}$ з потрібною точністю шляхом варіації значень тиску газу P_4 .

18. Розраховується відхилення тиску газу P_4 від тиску газу на виході ВЦН $P_{\text{вих}}$.

Якщо відхилення за модулем перевищує припустиму похибку розрахунку, то уточнюють значення тиску газу P_0 і повторюють наведений розрахунок. Ітераційний процес розрахунку завершується, якщо відхилення за модулем менше припустимої похибки розрахунку.

19. Внутрішня потужність ВЦН:

$$N_u = G_2 \cdot \left[i_4 - i_{\text{вх}} + \frac{C_4^2}{2} \right]. \quad (2.90)$$

20. Коефіцієнт корисної дії ВЦН дорівнює:

$$\eta_i = \frac{i_{4t} - i_{\text{вх}}}{i_4 - i_{\text{вх}}}. \quad (2.91)$$

*Облік властивостей реальних газів у газовій суміші
під час газодинамічного розрахунку*

Газодинамічний розрахунок проводять з урахуванням властивостей реального газу. Для визначення термодинамічних параметрів газу розроблені і використовуються процедури, на основі яких за двома відомими параметрами визначають два інші:

- за заданими P, T визначають i, S ;
- за заданими T, i визначають P, S ;
- за заданими P, i визначають T, S ;
- за заданими i, S визначають P, T .

Процедури розроблені на розрахунок термодинамічних параметрів, отриманих шляхом інтерполяції даних таблиць для компонентів природного газу (метан, етан, пропан, вищі вуглеводні, водяна пара, азот, вуглекислий газ) в області робочих значень тиску і температури газу.

Коефіцієнти втрат у РК і ЛД зазвичай визначають на підставі результатів експериментальних досліджень, отриманих під час аеродинамічних випробувань ізольованих ґрат лопаток. Однак для більшості промислових ВЦН, застосовуваних для транспорту газу, подібні експериментальні дослідження не проводяться.

Для вирішення завдання визначення коефіцієнтів втрат без проведення аеродинамічних випробувань розроблений метод, що описаний нижче. Цей метод припускає вирішення завдання визначення коефіцієнтів втрат в два етапи.

На першому етапі визначають величини базових коефіцієнтів втрат у РК $\zeta_{ВРК}$ і ЛД $\zeta_{ВЛД}$ на номінальному режимі роботи ВЦН. На другому етапі визначають залежність втрат від нерозрахованого кута натікання $\Delta\beta = \beta_{1\text{розрах}} - \beta_1$ в лопатках РК $\zeta_{iРК}$ і кута $\Delta\alpha = \alpha_{3\text{розрах}} - \alpha_3$ у лопатках ЛД $\zeta_{iЛД}$ для всієї області припустимих режимів роботи ВЦН.

Втрати кінетичної енергії, що виникають від нерозрахованого кута натікання $\zeta_{iРК}$ і $\zeta_{iЛД}$, пов'язані з відривом потоку від входних кромок, частковим заповненням міжлопаткового каналу і наступним розширенням потоку. Можливі різні підходи до визначення відзначених втрат. У випадку тонких входних крайок втрати відриву можуть бути визначені аналогічно втратам за раптової зміни перерізу труби або втратам у коліні. Теоретичний розгляд плоскої течії ідеальної нестисливої рідини через ґрати з довгих нескінченно тонких пластин показує, що в цьому випадку втрати відриву дорівнюють кінетичній енергії, визначеній за різницею w вектора швидкості потоку на вході в ґрати і вектора швидкості w_1 після повороту потоку в розрахунковому напрямку $\beta_{1\text{розрах}}$. Теоретичний коефіцієнт втрат від нерозрахованого кута натікання дорівнює

$$\zeta_i = \left(\frac{\Delta w}{w_1} \right)^2 = \left(\frac{\sin \Delta\beta}{\sin \Delta\beta_{1\text{розрах}}} \right)^2. \quad (2.92)$$

Крім зазначеної залежності (2.91), у роботах [27, 40] пропонуються формульні залежності та результати експериментальних досліджень для визначення коефіцієнтів втрат від нерозрахованого кута натікання потоку.

У роботах [35, 47] пропонуються графічні залежності для визначення величини втрат від нерозрахованого кута натікання. У роботі [39] розглянуто залежність

$$\zeta_{\text{відн}} = \frac{\alpha_i}{(\beta_{1L} / \beta_2) \cdot (\beta_1 + \beta_2)}, \quad (2.93)$$

де $\zeta_{\text{відн}}$ – відносний параметр для визначення коефіцієнта втрат ζ_i . Коефіцієнт втрат ζ_i визначають за відповідними графічними залежностями у функції від $\zeta_{\text{відн}}$;

β_{1L} – геометричний кут входу потоку;

α_i – кут атаки.

Безпосереднє вирішення завдання визначення втрат від нерозраховуваного кута натікання полягає у виборі однієї з відзначених залежностей і їхніх модифікацій відповідно до сформульованих нижче критеріїв.

Пропонований метод визначення коефіцієнтів втрат містить у собі:

а) перетворення в цифровий вид паспортних характеристик ВЦН:

1) витратно-напірної характеристики у вигляді залежності міри стискання від зведеної витрати і зведеної відносної частоти обертів

$$\varepsilon = f_1(Q_{\text{пр}}, \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр}});$$

2) потужносної характеристики у вигляді залежності зведеної потужності від зведеної витрати і зведеної відносної частоти обертання

$$N_{\text{пр}} = f_2(Q_{\text{пр}}, \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр}});$$

3) ККД характеристики у вигляді залежності ККД від зведеної витрати $\eta = f_3(Q_{\text{пр}})$;

4) завдання геометричних параметрів за даними заводу-виготовлювача;

б) розбивання усієї області припустимих режимів ВЦН сіткою з рівномірним кроком по лініях однакової міри стискання і зведеної частоти обертання ротора ВЦН із формуванням вузлів $\{\varepsilon_l\}$, $l = \overline{0, NE}$

$$\left\{ \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр } j} \right\}, j = \overline{0, NN};$$

в) розрахунок значення функціонала і визначення коефіцієнтів втрат. Розраховують значення наступного функціонала:

$$F_n = \sum_{l=0, j=0}^{l=NE, j=NN} \left(k_1 \cdot (Q_{\text{пр}}^p(\zeta_{\text{рк}}, \zeta_{\text{лд}}, \varepsilon_l, \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр } j}) - Q_{\text{пр}}^n(\varepsilon_l, \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр } j}))^2 + \right. \\ \left. + k_2 \cdot (\eta_{\text{пол}}^p(\zeta_{\text{рк}}, \zeta_{\text{лд}}, \varepsilon_l, \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр } j}) - \eta_{\text{пол}}^n(\varepsilon_l, \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр } j}))^2 + \right. \\ \left. + k_3 \cdot (N_{\text{пр}}^p(\zeta_{\text{рк}}, \zeta_{\text{лд}}, \varepsilon_l, \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр } j}) - N_{\text{пр}}^n(\varepsilon_l, \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр } j}))^2 \right), \quad (2.94)$$

де $\zeta_{\text{рк}}$, $\zeta_{\text{лд}}$ – коефіцієнти втрат. Визначають наступним чином:

$$Q_{\text{пр}}^n(\varepsilon_l, \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр } j}), \eta_{\text{пол}}^n(\varepsilon_l, \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр } j}), N_{\text{пр}}^n(\varepsilon_l, \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр } j}) - \text{як параметри режиму}$$

роботи ВЦН, що отримані на основі паспортних характеристик ВЦН для вузла сітки з координатами l, j ;

$$Q_{\text{пр}}^p(\zeta_{\text{рк}}, \zeta_{\text{лд}}, \varepsilon_l, \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр } j}) , Q_{\text{пр}}^p(\zeta_{\text{рк}}, \zeta_{\text{лд}}, \varepsilon_l, \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр } j}) , Q_{\text{пр}}^p(\zeta_{\text{рк}}, \zeta_{\text{лд}}, \varepsilon_l, \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр } j}) -$$

як розрахункові значення параметрів режиму роботи ВЦН, отримані на основі газодинамічного розрахунку для вузла сітки з координатами l, j ;

k_1, k_2, k_3 – вагові коефіцієнти.

При мінімізації функціоналу F_n на номінальному режимі роботи ВЦН коефіцієнти втрат $\zeta_{\text{рк}}, \zeta_{\text{лд}}$ визначають значення коефіцієнтів базових втрат $\zeta_{B\text{рк}}, \zeta_{B\text{лд}}$. На неномінальних режимах ці коефіцієнти визначають значення коефіцієнтів втрат від нерозрахованого кута натікання $\zeta_{i\text{рк}}, \zeta_{i\text{лд}}$. Водночас коефіцієнти втрат обчислюють за наведеними вище формулами (2.92) та (2.93) з урахуванням можливих модифікацій або за експериментально отриманими графічними залежностями. Обирається та залежність із усіх розглянутих, що забезпечує мінімальне значення функціонала.

Як підтвердження запропонованого варіанта визначення коефіцієнтів втрат, виконано чисельні розрахунки цих коефіцієнтів для одноступінчастих, двоступінчастих і тріступінчастих ВЦН, отримано графіки розрахункових характеристик ВЦН на підставі газодинамічного розрахунку з використанням обчислених коефіцієнтів втрат і проведено порівняння розрахункових характеристик із паспортними.

Для ВЦН ГПА Ц-6,3С/41-1,7, Demag 655 P2 і 520-12-1 значення базових коефіцієнтів втрат склали: 31 %, 22 % и 25 % відповідно. Як показали розрахунки, формульною залежністю для коефіцієнтів втрат від нерозрахованого кута натікання, що забезпечує мінімальне значення функціоналу (2.94), є залежність (2.92), яка запропонована в роботі [18].

Графіки паспортних і розрахункових витратно-напірної і ККД характеристик ВЦН Demag 655 P2 подані на рисунку 2.5 та на рисунку 2.6.

З аналізу графіків, наведених на рисунку 2.5 та на рисунку 2.6, виходить, що максимальне відхилення розрахункових характеристик від паспортних не перебільшує 1,7 %.

Крім зазначених коефіцієнтів втрат, у газодинамічному розрахунку враховують втрати, що залежать від числа Рейнольдса і числа Маха, втрати від протікання газу через зазор в ущільненні покривного диску, відхилення кута на виході РК, втрати в поворотному коліні. Облік цих втрат проводять за відомими формульними залежностями або за експериментальними даними, що наведені у [40].

Друге завдання полягає у визначенні величини зміни зазору ущільнень покривного диска і фактичних характеристик на основі обчислених коефіцієнтів втрат за серією вимірювань параметрів ВЦН.

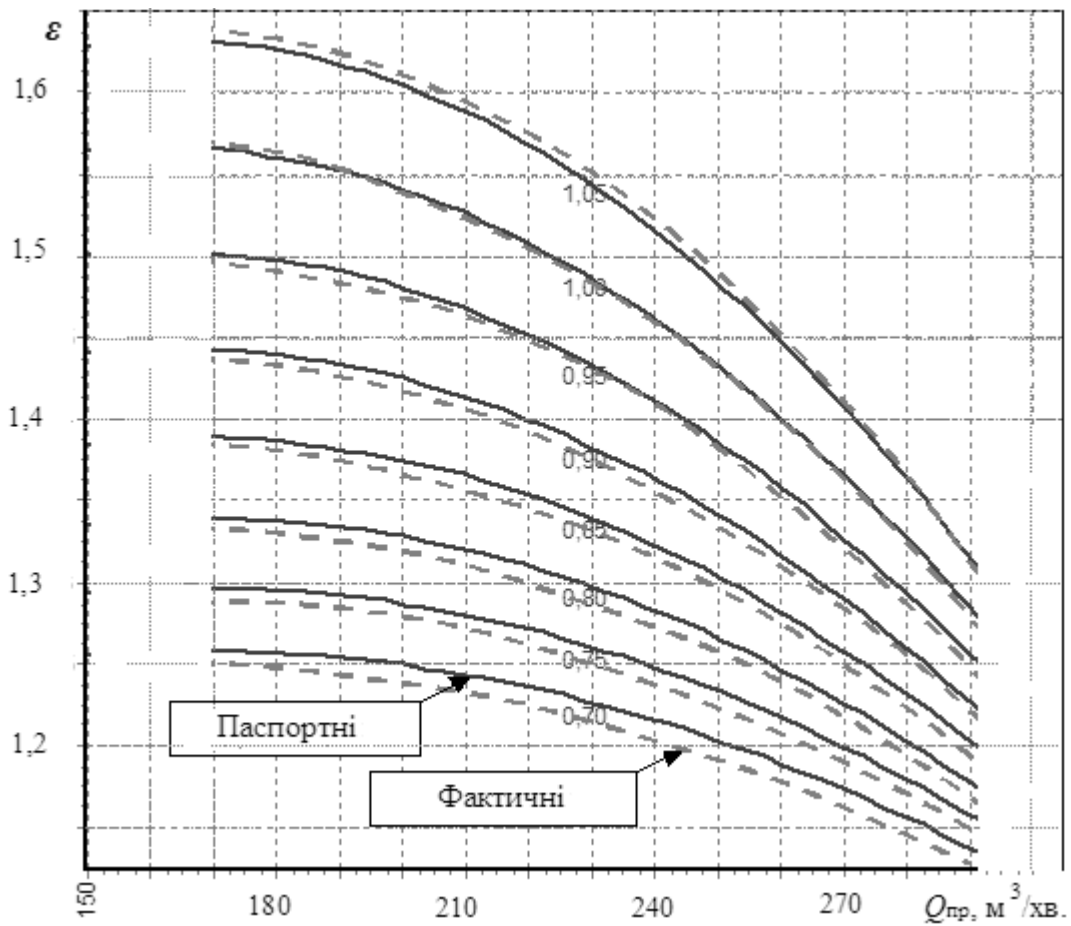


Рисунок 2.5 – Графіки паспортної і розрахункової витратно-напірної характеристик ВЦН Demag 655 P2

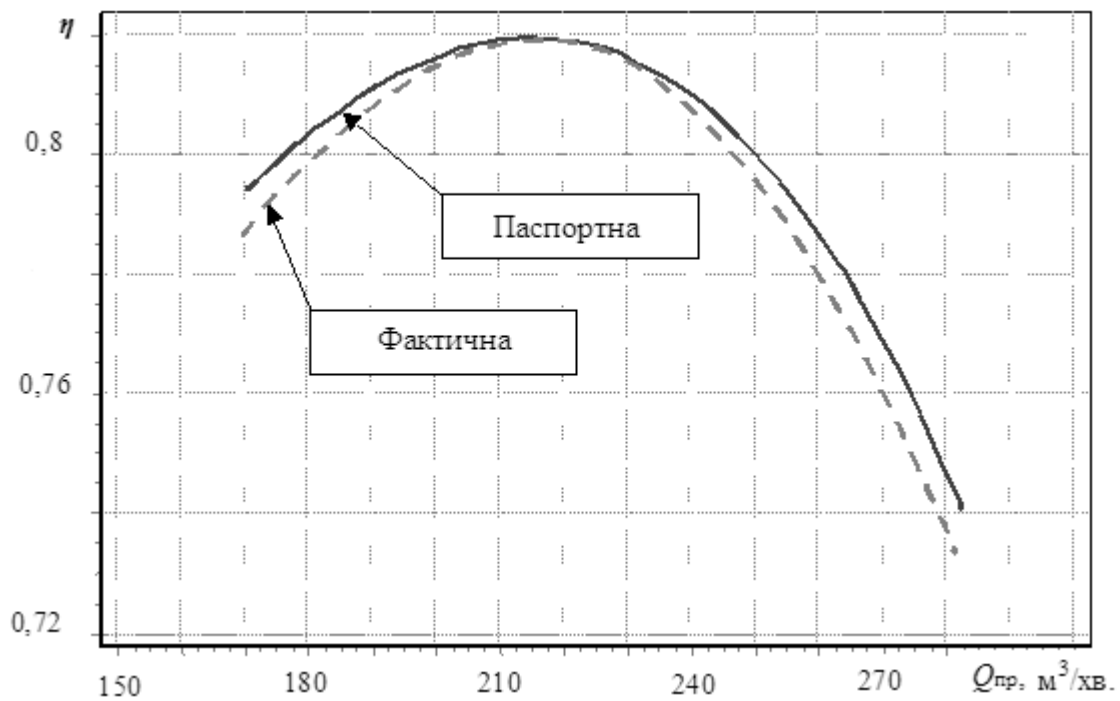


Рисунок 2.6 – Графік паспортної і розрахункової ККД характеристик ВЦН Demag 655 P2

Величину зазору розраховують за умови рівності розрахункової температури на виході ВЦН її обмірюваному значенню. Розрахункову температуру визначають у функції від величини зазору і коефіцієнтів втрат для вектора вимірюваних параметрів ВЦН. Для вибору області можливої зміни розрахункового значення температури на виході ВЦН використовують спрощену $I-S$ діаграму процесу стискання газу, яка відображена на рисунку 2.7.

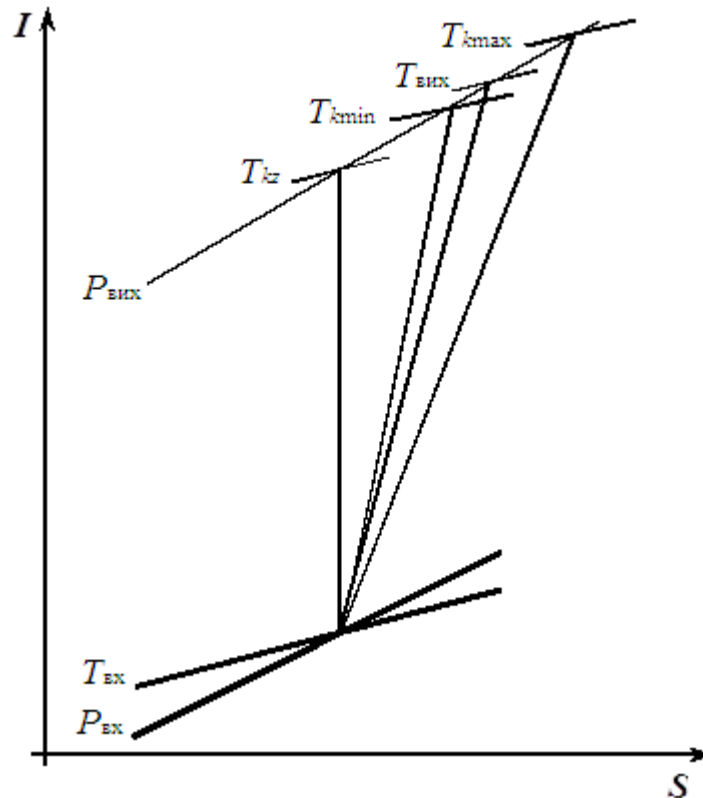


Рисунок 2.7 – Спрощена $I-S$ діаграма процесу стискання газу

На цьому рисунку наведені також характерні величини тиску і температури газу:

- на вході в ВЦН – $P_{\text{вх}}$ і $T_{\text{вх}}$;
- за ВЦН для паспортного значення ККД – $P_{\text{вих}}$ і T_{kt} ;
- за ВЦН для номінального значення зазору в ущільненні покривного диска – $P_{\text{вих}}$ і $T_{k \min}$;
- за ВЦН для гранично зношеного стану проточної частини на цьому режимі роботи – $P_{\text{вих}}$ і $T_{k \max}$. Для визначення $T_{k \max}$ приймається зниження ККД на 10 – 15 % порівняно з відповідним його значенням для незношеного стану;
- на виході ВЦН для стану проточної частини з фактичним ступенем зносу – $P_{\text{вих}}$ і $T_{\text{вих}}$.

Температура $T_{\text{вих}}$, що відповідає фактичному стану проточної частини знаходиться між $T_{k \min}$ і $T_{k \max}$.

Фактичні характеристики ВЦН розраховують за обчисленим значенням зазору в ущільненні покривного диска для всієї області припустимих режимів роботи ВЦН $(Q_{\text{пр}}, \left[\frac{n}{n_n} \right]_{\text{пр}})$ за допомогою процедури газодинамічного розрахунку проточної частини.

Розрахунок коефіцієнтів втрат енергії в різних елементах проточної частини відцентрового нагнітача

Коефіцієнти втрат залежать від числа Рейнольдса і числа Маха, втрат від протікання газу через зазор в ущільненні покривного диска, відхилення кута на виході РК, втрат у поворотному коліні.

Втрати під час течії газу через канали, що утворені лопатками РК і ЛД, визначають на підставі залежності

$$\begin{aligned}\zeta_{\text{рк}} &= (\zeta_{\text{врк}} + \zeta_{\text{Ре}} + \zeta_{\text{ірк}}) \cdot K_M; \\ \zeta_{\text{лд}} &= (\zeta_{\text{влд}} + \zeta_{\text{Ре}} + \zeta_{\text{ілд}}) \cdot K_M,\end{aligned}\tag{2.95}$$

де $\zeta_{\text{врк}}, \zeta_{\text{влд}}$ – базові коефіцієнти втрат у РК і ЛД, що відповідають випадку течії при автомодельному числі Рейнольдса, числі Маха $M \leq 0,35$ і нерозрахованому протіканні потоку газу на лопатки;

$\zeta_{\text{Ре}}$ – величини коефіцієнтів втрат, що враховує вплив числа Re в діапазоні $\text{Re} < \text{Re}_{\text{авт}}$;

$\zeta_{\text{ірк}}, \zeta_{\text{ілд}}$ – величини коефіцієнтів втрат у РК і ЛД, що враховують вплив нерозрахованого кута протікання потоку газу;

K_M – функція, що враховує вплив числа Маха в діапазоні $M > 0,35$.

Вплив числа Рейнольдса враховують відповідно до експериментальних даних. За $\text{Re} < 3 \cdot 10^5$ спостерігається помітне зниження ККД відцентрового ступеню, причому точка максимального ККД зміщується в область менших значень коефіцієнта витрати. Вплив цього фактора враховують за допомогою такої залежності

$$\zeta_{\text{Ре}} = \frac{\zeta_{\text{Ре}_{\text{авт}}}}{\zeta_{\text{Ре}_{\text{авт}}} + \left(1 - \zeta_{\text{Ре}_{\text{авт}}}\right) \cdot \left(\frac{\text{Re}}{\text{Re}_{\text{авт}}}\right)^m},\tag{2.96}$$

де $\text{Re}_{\text{авт}}$ – автомодельне значення числа Re;

$\zeta_{\text{Ре}_{\text{авт}}}$ – коефіцієнт втрат при автомодельному значенні числа Re;

m – показник степені у функції від числа Re.

З огляду на те, що потік у ВЦН практично завжди турбулентний, при оцінці в'язкості потрібно виходити з ефективного значення числа $Re^* = \phi_t Re$, де ϕ_t – фактор турбулентності. Величина фактора турбулентності для ВЦН розглядуваного типу $\phi_t \approx 1,5 - 3,5$.

Врахування впливу числа Маха на втрати в ґратах ґрунтується на експериментальних даних, що можуть бути узагальнені такою залежністю

$$K_M = 1 + 5 \cdot (M_{\max} - 0,35)^{3,5}, \quad (2.97)$$

де M_{\max} – максимальне місцеве число Маха на режимі, що розраховують, і яке визначають відповідно до рекомендацій [27]. При числах Маха, менших за 0,35 поправочний коефіцієнт впливу числа Маха $K_M = 1$.

Визначення втрат від протікання робочого тіла через ущільнення покривного диска пов'язано з обчисленням параметрів газу безпосередньо перед ущільненням і перепаду тиску перед і за РК.

Величину протікання визначають відповідно до рекомендацій [40] за формулою (2.14). Відповідно до (2.14) розраховані протічки робочого тіла для ВЦН ГПА Ц-6,3С/41-1,7, Demag 655 P2 і 520-12-1. Відносні величини втрат від протікань $\Delta G_{\text{ут}}/G_c$ склали: 0,3 – 1,4 %, 0,75 – 2,9 % і 0,3 – 0,7 % відповідно для цих типів ВЦН. Разом із цим, із зростанням зведеної об'ємної продуктивності величина протікання робочого тіла зменшується.

Для ВЦН ГПА Ц-6,3С/41-1,7, Demag 655 P2 і 520-12-1 кут відхилення потоку залежності від зведеної витрати коливається відповідно від $-18,4^\circ$ до $+19,5^\circ$, від $-28,7^\circ$ до $+2,3^\circ$ та від $-13,75^\circ$ до $+8^\circ$.

Облік втрат у поворотному коліні ВЦН здійснюють на основі коефіцієнтів, обраних відповідно до рекомендацій. Зокрема, значення коефіцієнта втрат у поворотному коліні для ВЦН ГПА Ц-6,3С/41-1,7, Demag 655 P2 дорівнює 0,15. У разі відсутності поворотного коліна ці втрати дорівнюють нулю.

2.7 Вплив зносу проточної частини на характеристики ВЦН

Визначення залежностей зміни функціональних параметрів ВЦН від ступеня зносу проточної частини ВЦН дозволяє оперативно вирішувати в умовах експлуатації (без використання спеціальних технічних і програмних засобів) наступне завдання: визначення відхилень фактичних характеристик ВЦН від паспортних за обмірюваною величиною зазору в ущільненні покривного диска на агрегаті, розкритому під час ремонту. Для вирішення цього завдання необхідно провести дослідження щодо оцінки впливу зносу радіального ущільнення покривного диска на характеристики ВЦН.

Одним із варіантів дослідження впливу зносу елементів проточної частини ВЦН на фактичні характеристики є проведення експерименту на КС. Але такий шлях дослідження пов'язаний із великими матеріальними витратами і практично не застосовний в умовах експлуатації. У той же час дані теплотехнічних випробувань ГПА дозволяють оцінити їхній стан лише в дуже вузькій області режимів і не дозволяють одержати загальну картину зміни фактичних характеристик.

Тому для вирішення цього завдання проводити дослідження впливу зносу проточної частини ВЦН на основі розробленої газодинамічної моделі з наступним аналізом вірогідності результатів за експериментальними даними.

У цьому розділі наведені результати дослідження оцінки впливу зносу ущільнення покривного диска на фактичні характеристики ВЦН.

Як об'єкт для дослідження впливу зносу ущільнення покривного диска обрані ВЦН: ТКР-11, одноступінчастий ВЦН 520-12-1, багатоступінчасті Demag 655 P2, H-650-21-2, НЦ 1-16С/76-1,44 і Ц 6,3С/41-1,7. Для визначення цього впливу для агрегату ТКР-11 проведені три розрахунки з такими величинами зазорів δ :

- розрахунок 1: $\delta = 0,5$ мм – відповідає номінальним значенням зазорів, тобто відображує стан ущільнень у незношеного ВЦН;
- розрахунок 2: $\delta = 1,0$ мм – середній ступінь зносу ущільнень;
- розрахунок 3: $\delta = 1,5$ мм – високий ступінь зносу ущільнень.

На рисунку 2.8 наведені витратно-напірні характеристики ВЦН для зазначених варіантів розрахунку. Ці характеристики визначені функцією міри стискування від секундної витрати компримованого газу і відносної частоти обертів ротора ВЦН:

$$\bar{n} = \frac{n}{n_{\text{ном}}}. \quad (2.98)$$

На рисунку 2.9 наведена зміна ККД-характеристики ВЦН для варіантів розрахунку. Як видно з рисунка, із збільшенням зазору відбувається збільшення протікань компримованого газу і зниження ККД. Величина відносного зниження ККД складає від 5 до 15 % залежно від частоти обертання ротора і міри зносу ущільнення.

Аналіз положення витратно-напірної характеристики у разі зміни величини зазорів в ущільненні покривного диска показує, що збільшення зазорів призводить до зсуву характеристики в область менших витрат. Величина зсуву залежить від частоти обертання ротора. Зсув характеристик відображується у збільшенні крутості в області великих витрат.

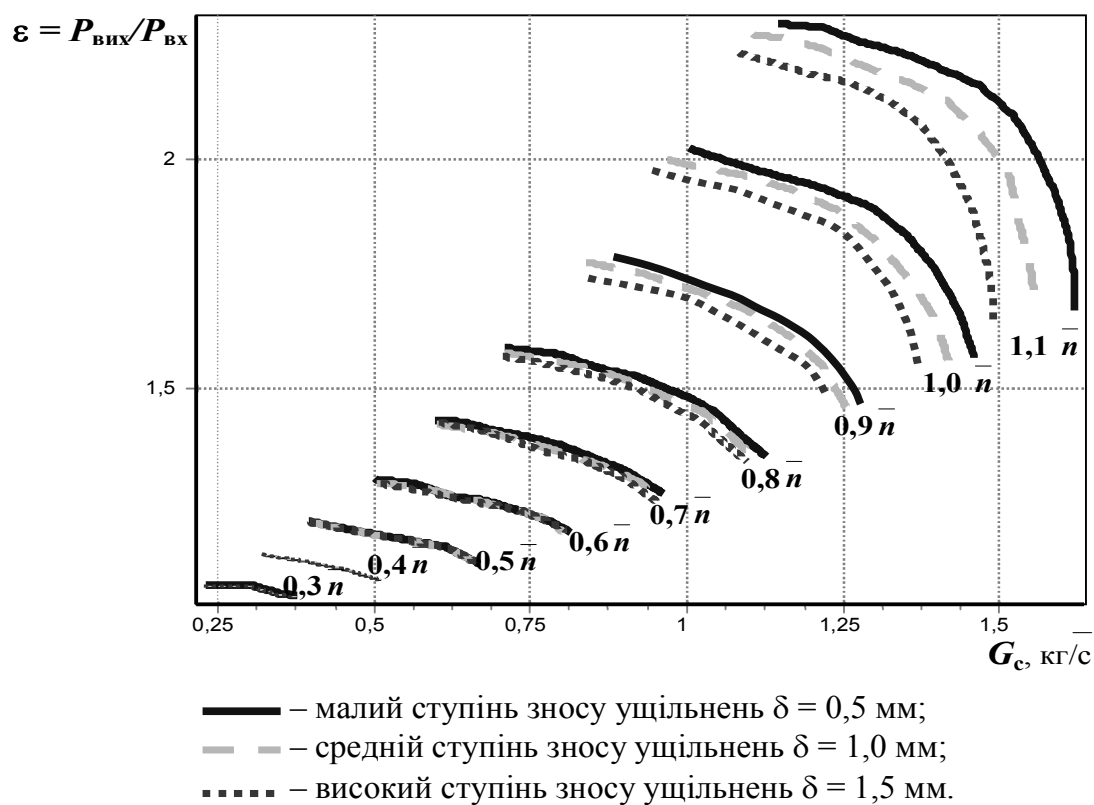


Рисунок 2.8 – Витратно-напірна характеристика ВЦН ТКР-11 для трьох ступенів зносу ущільнень

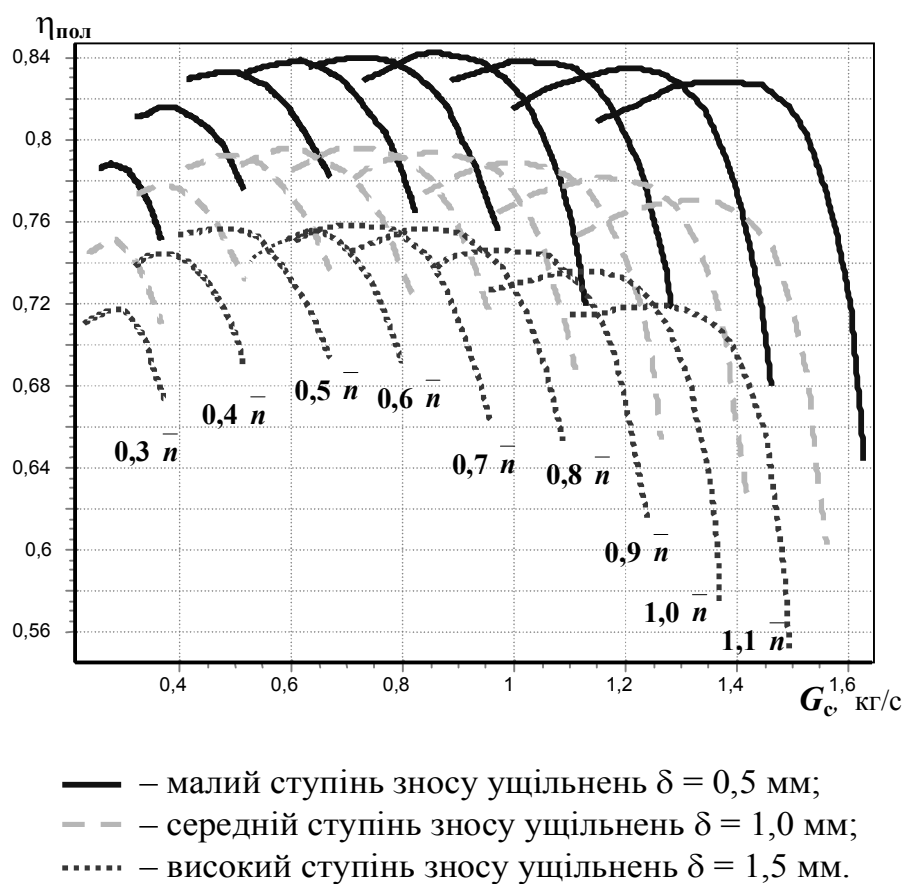


Рисунок 2.9 – Характеристика політропного ККД ВЦН ТКР-11 для трьох ступенів зносу ущільнень

Проведена кількісна оцінка зміни секундної витрати компримованого газу за фіксованої міри стискання показала, що зі збільшенням зазору в ущільненні покривного диска в 3 рази, із 0,5 мм до 1,5 мм, секундна витрата зменшується до 10 % залежно від режиму.

Друга частина цих досліджень полягала в аналізі впливу збільшення зазору в ущільненні покривного диска на характеристики одноступінчастих і багатоступінчастих ВЦН, які експлуатують на компресорних станціях ГТС України.

Були проведені наступні види досліджень:

- за вірогідністю результатів оцінки впливу величини зазору в ущільненні покривного диска на фактичні характеристики ВЦН шляхом порівняння результатів з експериментальними даними [18];

- за оцінкою впливу величини зазору і зведеної об'ємної продуктивності одноступінчастих ВЦН типу 520-12-1 і триступінчастих ВЦН ГПА Ц-6,3С/41-1,7 на зміну положення їхніх фактичних характеристик;

- за оцінкою впливу величини зазору і зведеної об'ємної продуктивності багатоступінчастих ВЦН типу Demag 655 P2, Н-650-21-2, НЦ1-16С/76-1,44 і Ц 6,3С/41-1,7 на зміну положення їхніх фактичних характеристик.

На рисунку 2.10 та 2.11 наведені результати чисельного дослідження характеристик ВЦН типу 520-12-1. Досліджувався вплив збільшення радіального зазору $\Delta_n = (\delta - \delta_{\text{ном}}) / \delta_{\text{ном}}$ в ущільненнях робочого колеса та об'ємної зведеної продуктивності на міру стискання (рис. 2.10) і політропний ККД ВЦН (рис. 2.11, рис. 2.12). Результати порівнювались з характеристиками, що наведені в [56].

На рисунку 2.10 та на рисунку 2.11 використані такі характеристик:

- номінального значення, зазору в ущільненні покривного диска;
- - малого ступеня зносу ущільнень $\Delta_n = 1,5$;
- високого ступеня зносу ущільнень $\Delta_n = 3,5$.

З наведених на рисунках 2.10 та 2.11 графічних залежностей видно, що розраховані залежності міри стискання, отримані за $Q_{\text{пр}} = Q_{\text{пр ном}}$ незначно відрізняються від відповідних експериментальних залежностей (максимальне відхилення не перевищило 0,5 %). Подібні результати отримані і для інших типів ВЦН. Виявлена розбіжність пояснюється тим, що характеристики, що наводять у різних інструкціях з оцінки фактичного технічного стану, спираються на результати експериментів, що проводилися за режимів, близьких до номінального. Отримані результати дослідження з оцінки вірогідності свідчать про можливість використання розробленого методу для оцінки впливу зазору покривного диска на фактичні характеристики ВЦН.

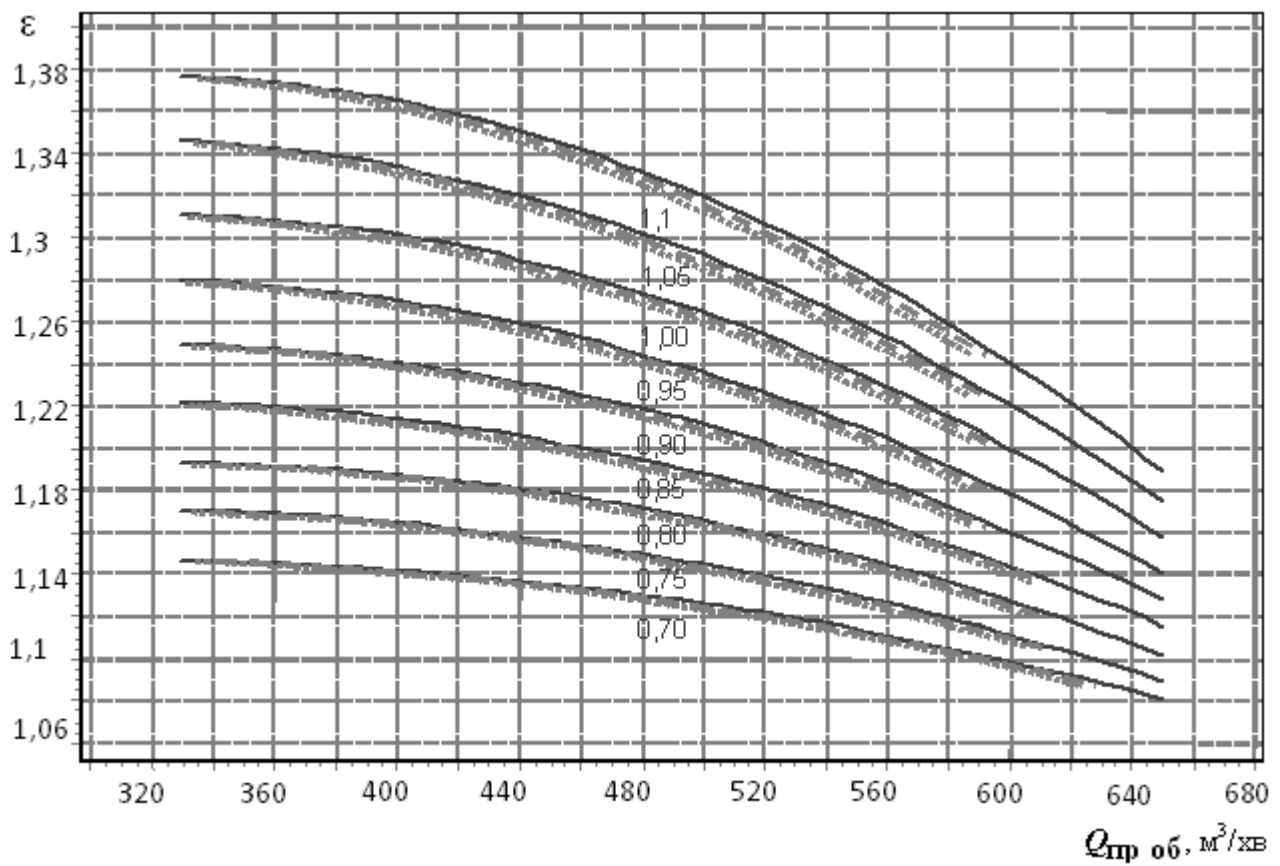


Рисунок 2.10 – Витратно-напірна характеристика ВЦН 520-12-1
для трьох ступенів зносу ущільнення покривного диска

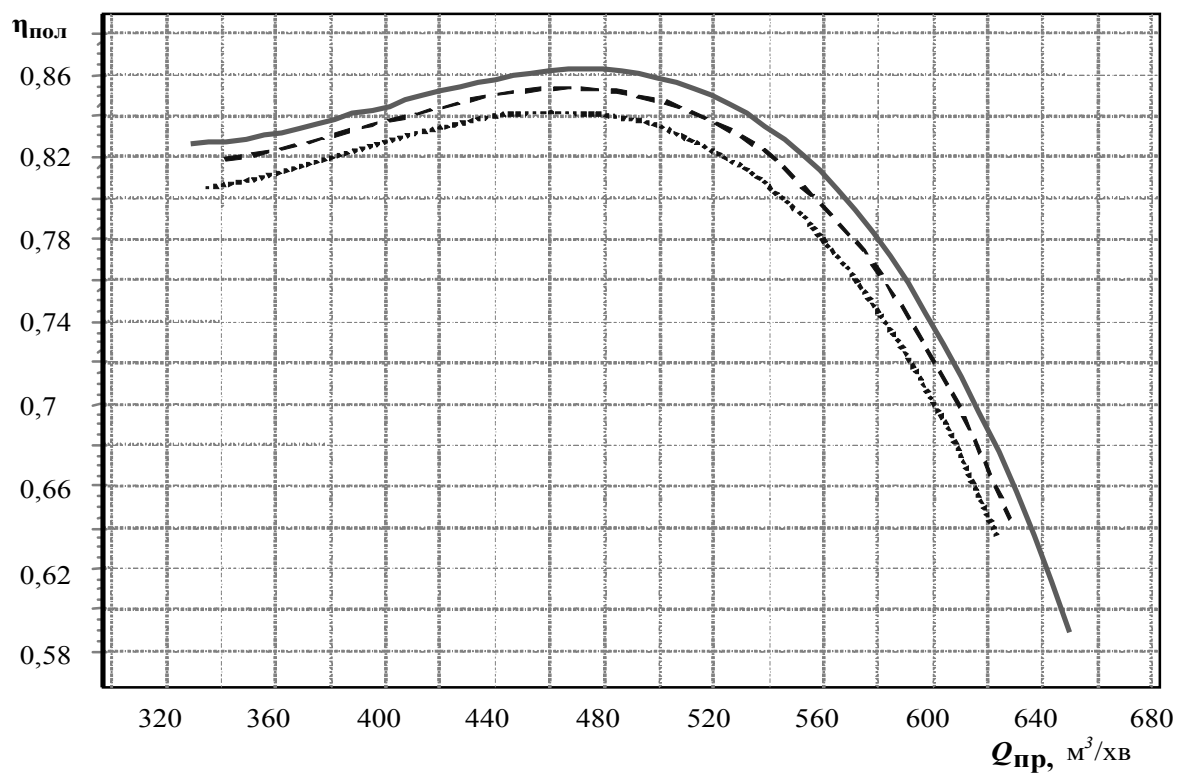


Рисунок 2.11 – Вплив зносу ущільнення покривного диска
на політропний ККД ВЦН 520-12-1

На рисунках 2.12 – 2.14 наведені результати розрахунку величини зменшення:

– міри стискання:

$$\Delta\varepsilon(\delta, Q_{\text{пр}}) = \frac{\varepsilon^p(\delta, Q_{\text{пр}}) - \varepsilon^{\text{II}}(Q_{\text{пр}})}{\varepsilon^{\text{II}}(Q_{\text{пр}})};$$

– потужності:

$$\Delta N(\delta, Q_{\text{пр}}) = \frac{N^p(\delta, Q_{\text{пр}}) - N^{\text{II}}(Q_{\text{пр}})}{N^{\text{II}}(Q_{\text{пр}})};$$

– ККД:

$$\Delta\eta(\delta, Q_{\text{пр}}) = \frac{\eta_{\text{пол}}^p(\delta, Q_{\text{пр}}) - \eta_{\text{пол}}^{\text{II}}(Q_{\text{пр}})}{\eta_{\text{пол}}^{\text{II}}(Q_{\text{пр}})}$$

для ВЦН 520-12-1 і ВЦН ГПА Ц-6,3С/41-1,7 в залежності від величини зазору δ в ущільненні покривного диска і зведеної об'ємної продуктивності. Індекс II позначає параметр, розрахований за паспортними характеристиками, а p – параметр, розрахований відповідно до розробленого методу. Розрахунки проведені для номінальної частоти обертання ротора ВЦН.

Вплив збільшення зазорів в ущільненнях покривних дисків для ВЦН, що мають два та більше ступенів стискання при $n = n_{\text{ном}}$ и $G_c = G_{c \text{ ном}}$ наведено на рисунках 2.15 – 2.17. Разом із тим величини зазорів покривних дисків у багатоступінчастому ВЦН приймалися рівними між собою. Як видно з рисунків, зі збільшенням ступенів ВЦН вплив зазорів в ущільненнях покривних дисків на зміну міри стискання і політропного ККД збільшується.

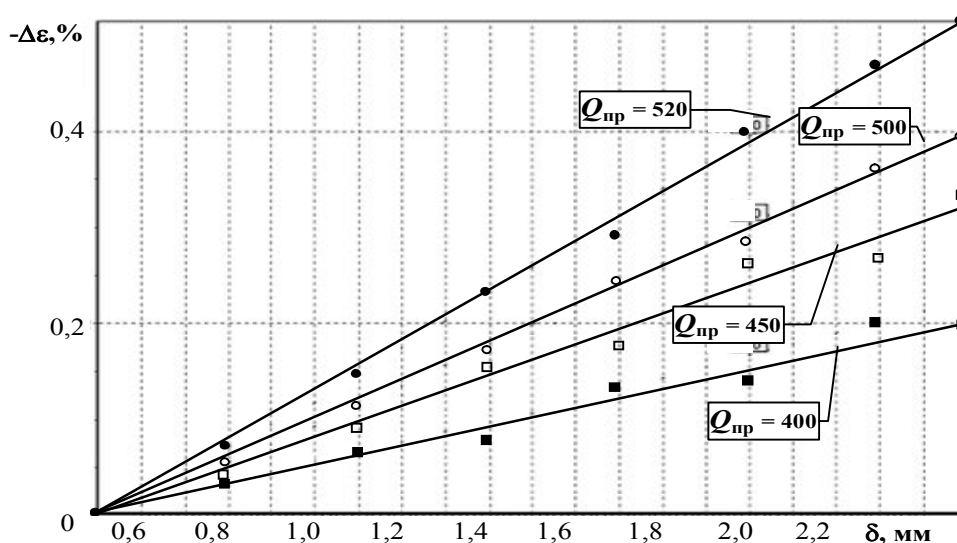


Рисунок 2.12 – Вплив радіального зазору ущільнення покривного диска і зведеної об'ємної продуктивності на зменшення міри стиснення ВЦН 520-12-1

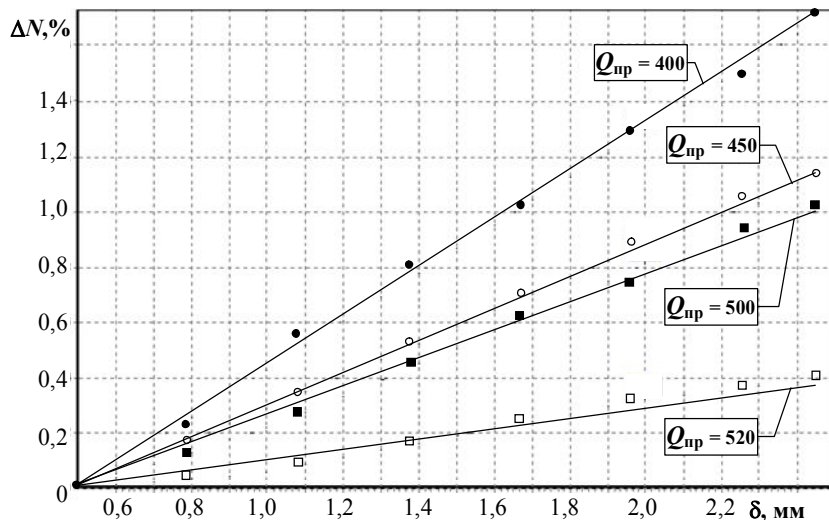


Рисунок 2.13 – Вплив радіального зазору ущільнення покривного диска і зведеної об'ємної продуктивності на зменшення потужності ВЦН 520-12-1

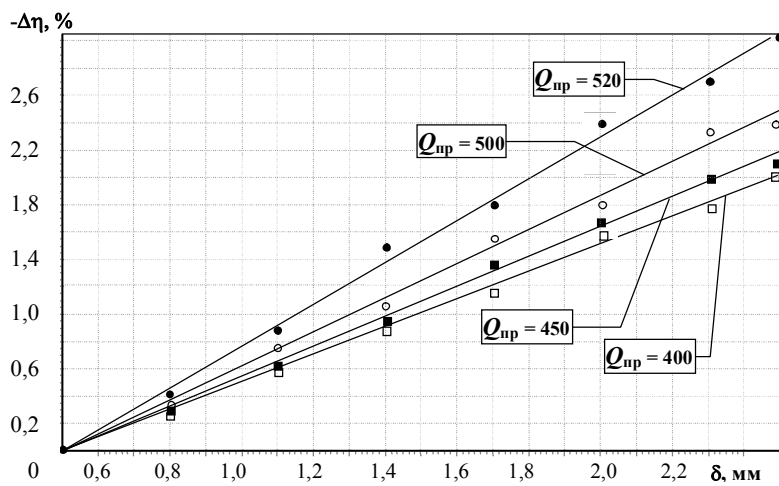


Рисунок 2.14 – Вплив радіального зазору ущільнення покривного диска і зведеної об'ємної продуктивності на зменшення ККД ВЦН 520-12-1

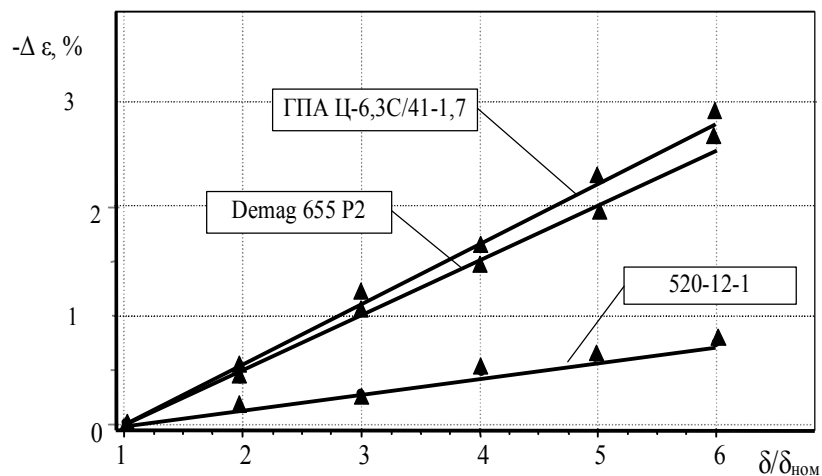


Рисунок 2.15 – Залежність зміни міри стиснення від збільшення зазору покривного диска для різних за кількістю ступенів ВЦН за номінального значення частоти обертання ротора нагнітачів і витрат компримованого газу

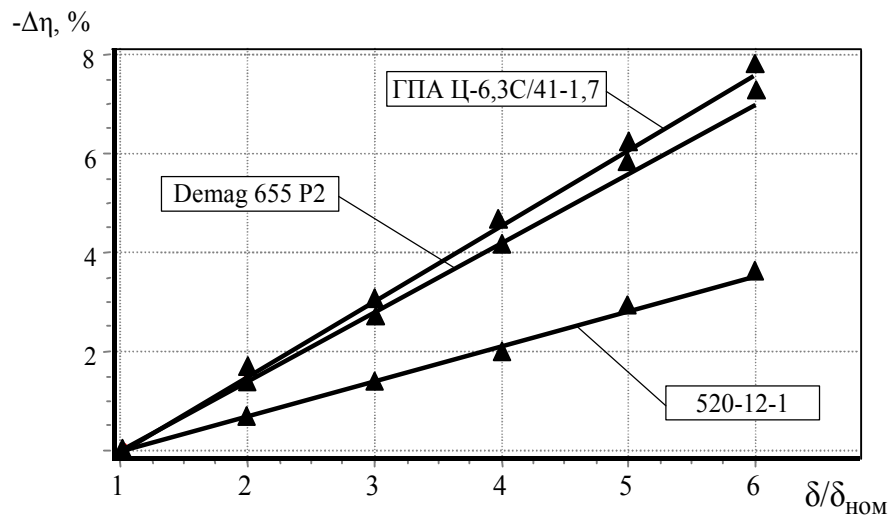


Рисунок 2.16 – Залежність ККД від збільшення зазору покритого диска для різних за кількістю ступенів ВЦН за номінального режиму роботи

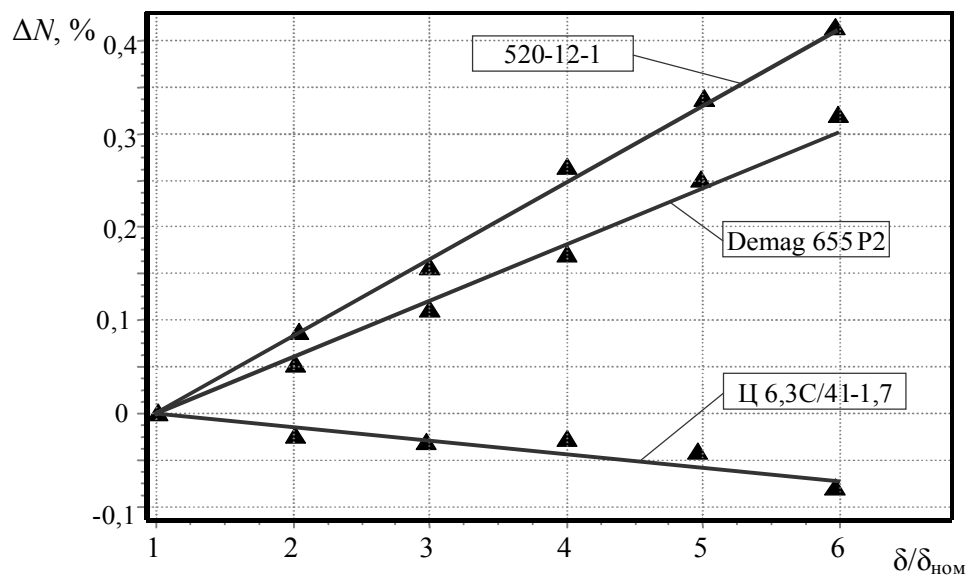


Рисунок 2.17 – Залежність потужності від відносного збільшення зазору ущільнення для різних за кількістю ступенів ВЦН за номінального режиму роботи

Зміна внутрішньої потужності ВЦН від збільшення зазору ущільнення покритого диска є неоднозначною. Наприклад, для ВЦН типу Ц-6,3С/41-1,7 спостерігається зниження споживаної потужності у визначеному діапазоні зміни зведеної об'ємної продуктивності. Це пояснюється тим, що в цьому діапазоні зі зменшенням зазорів зменшення ККД відбувається швидше, ніж зменшення внутрішньої питомої роботи.

З огляду на характер зміни фактичних характеристик ВЦН у залежності від величини зазору ущільнення покритого диска і зведеної об'ємної продуктивності є можливість апроксимувати одержані результати поліномом першого ступеня вигляду

$$f(\delta, Q_{\text{пр}}) = k(Q_{\text{пр}}) \cdot \delta + b(Q_{\text{пр}}), \quad (2.99)$$

де

$$f(\delta, Q_{\text{пр}}) = \begin{Bmatrix} \Delta \varepsilon(\delta, Q_{\text{пр}}) \\ \Delta N(\delta, Q_{\text{пр}}) \\ \Delta \eta(\delta, Q_{\text{пр}}) \end{Bmatrix}.$$

Коефіцієнти лінійної апроксимації даних, отриманих з розрахунку залежності ступеня стиснення, політропного ККД і потужності від зміни величини зазору в ущільненні покривного диска, наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Коефіцієнти апроксимації зміни фактичних характеристик ВЦН у функції від величини зазору покривного диска

Зведена об'ємна продуктивність, м ³ /хв	Зміна ступеня стиснення від зазору		Зміна ККД від зазору		Зміна потужності від зазору	
	$k(Q_{\text{пр}})$, 1/мм	$b(Q_{\text{пр}})$	$k(Q_{\text{пр}})$, 1/мм	$b(Q_{\text{пр}})$	$k(Q_{\text{пр}})$, 1/мм	$b(Q_{\text{пр}})$
ГПА Ц-6,3С/41-1,7						
170	0,21	0,01	1,80	0,40	1,00	0
200	0,78	0,36	2,40	0,80	1,10	0,90
220	1,15	0,04	3,40	1,20	0,01	0
260	2,30	0,80	5,60	2,60	-1,30	-0,60
ВЦН 520-12-1						
400	0,09	0,03	1,00	0,40	0,18	0,06
450	0,16	0,07	1,11	0,49	0,31	0,01
500	0,19	0,07	1,20	0,45	0,10	-0,21
550	0,26	0,11	1,55	0,65	0,78	0,18

Отримані у вигляді поліномів залежності зміни функціональних параметрів режиму роботи ВЦН від величини зносу ущільнень покривного диска дозволяють робити оперативний розрахунок фактичних параметрів режиму роботи ГПА як в умовах експлуатації (у складі САУ КЦ, САУ ГПА), так і на верхньому рівні керування ГТС при визначенні фактичних характеристик в умовах неповноти й невірогідності вхідної інформації.

У таблиці 2.2 для ВЦН різних типів наведені результати розрахунків відношення зміни ККД і міри стиснення у разі збільшення зазору в ущільненні покривного диска на 1,5 мм.

Аналіз результатів, наведених у таблиці 2.2 показує, що середнє відхилення розрахункового значення ступеня стиснення від паспортного значення за зміни величини зазору ущільнення до 1,5 мм склало 1,12 %.

Середнє відхилення ККД за такого саме збільшення зазору дорівнювало 2 – 3 %. Як видно з таблиці, на величину цих відхилень визначально впливає кількість ступенів ВЦН.

Таблиця 2.2 – Відношення зміни ККД і міри стиснення у разі збільшення величини зазору в ущільненні покривного диска для ВЦН різних типів

Зазор, мм	Діаметр ущільнення, м	Кількість ступенів	Номінальна витрата, м ³ /хв	Фактична витрата, м ³ /хв	Δε, %	Δη, %	Δη/Δε
520-12-1							
1,0	0,460	1	520	400	0,12	1,12	9,54
				450	0,18	1,19	6,46
				500	0,20	1,33	6,16
				550	0,28	1,65	5,97
Demag 655 P2							
1,0	0,416	2	240	180	0,32	2,20	6,87
				200	0,65	2,37	3,65
				240	1,15	2,80	2,43
				280	1,80	3,70	2,05
H-650-21-2							
1,0	0,640	2	530	460	0,08	1,13	14,06
				530	0,16	1,22	7,62
				600	0,30	1,50	5,00
				670	0,48	2,00	4,21
НЦ 1-16С/76-1,44							
1,0	0,525	2	400	350	0,19	0,90	4,74
				400	0,35	1,30	3,71
				450	0,62	1,90	3,06
				500	1,20	3,30	2,75
Ц 6,3С/41-1,7							
1,0	0,324	3	230	170	0,26	1,80	6,92
				200	0,60	2,50	4,70
				220	1,04	3,30	3,18
				260	2,30	5,20	2,26
ГПА-Ц-6,3/125-2.2							
1,0	0,270	6	50	38	0,73	2,78	3,82
				46	1,83	4,53	2,47
				54	3,25	6,35	1,95
				62	8,18	8,75	1,07

Отримані результати свідчать про те, що вплив зносу елементів проточної частини на характеристики ВЦН неоднорідний у всій області припустимих режимів роботи. З огляду на це розрахунок фактичних параметрів режиму за паспортними характеристиками із внесенням єдиних виправлень для всієї області припустимих режимів, як це прийнято в існуючих методиках, дає значні похибки. Розрахунок фактичних характеристик ВЦН запропонованим методом дозволяє з великою мірою точності врахувати вплив зносу на фактичні параметри режиму для всього діапазону робочих навантажень. Розроблений метод також дозволяє визначати ФТС тих типів ВЦН, для яких експериментальні дослідження з впливу зазору ущільнення покривного диска на характеристики не проводилися.

*Аналіз вірогідності результатів діагностування в умовах КС
за інформацією від штатних засобів виміру*

Оцінка вірогідності визначення ФТС ВЦН на основі розробленого методу проводилася:

- в умовах КС, за інформацією від штатних засобів виміру, шляхом порівняння розрахованих обсягів комерційної продуктивності ВЦН з обмірюваними значеннями;

- під час проведення низки теплотехнічних випробувань, шляхом порівняння розрахованої величини зазору в ущільненні покривного диска за параметрами, обмірюваними перед розкриттям нагнітача, з обмірюваними значеннями величини зазору на розкритому ВЦН.

Вірогідність результатів діагностування в умовах експлуатування оцінювали за інформацією АСКТП КЦ КС з ГПА Ц-16С, а також на КС з ВЦН НЦ 6,3/41-1.45 першої ступені компримування і ВЦН НЦ 6,3/56-1.45 другого ступеня компримування.

Аналіз вірогідності полягав у виконанні розрахунку величини зазору покривного диска і фактичних характеристик ВЦН за інформацією від штатних засобів виміру і порівнянні значень комерційної продуктивності ВЦН, розрахованих за фактичними характеристиками з відповідними обмірюваними значеннями. Для ГПА, що вводяться в експлуатацію, крім порівняння значень комерційної продуктивності, аналіз вірогідності містив у собі також порівняння значень розрахункової потужності ВЦН зі значеннями потужності, обчисленими за характеристиками ГТУ, що були отримані під час приймальних випробувань.

Зокрема, під час введення в експлуатацію КЦ ГПА Ц-16С із приводом ДГ-90Л2 і ВЦН Ц16С/76 1,44 оцінку вірогідності проводили за аналізуванням відхилення розрахункових значень комерційної продуктивності і потужності

агрегату від відповідних обмірюваних або розрахованих за даними штатних засобів виміру. З одного боку, потужність ВЦН розраховували програмним комплексом визначення ФТС ГПА у складі АСК ТП КЦ, створеним на основі розробленого методу. З другого боку, визначали потужність приводу на основі фактичної універсальної характеристики ГТУ, що була отримана в результаті приймальних випробувань. Розбіжність між значеннями потужності, розрахованими за параметрами ВЦН і значеннями потужності, розрахованими за параметрами ГТУ, з урахуванням механічних втрат на муфті ВЦН, склало 150 – 200 кВт або у відносних величинах 1,2 – 1,6 %.

Розраховану комерційну продуктивність ВЦН Ц16С/76-1,44 порівнювали з обмірюваною величиною, отриманою від системи комерційного обліку газу на основі датчика «Аннубар». Відносна величина розбіжності за результатами випробувань на цій КС не перевищила 2 %.

*Аналіз вірогідності результатів діагностування ВЦН за даними
теплотехнічних випробувань*

Аналіз вірогідності результатів діагностики ВЦН за даними теплотехнічних випробувань був проведений для ВЦН Demag 655 P2. Під час проведення теплотехнічних випробувань порівнювалися розраховані величини зазору в ущільненні покривного диска з обміряними значеннями величини зазору на розкритих ВЦН ГПА № 2 і № 3. Одним із вимірюваних параметрів, що істотно впливає на значення ККД ВЦН, є температура газу на виході з ВЦН $T_{\text{вих}}$. Температура $T_{\text{вих}}$ повинна за всіх інших незмінних умов (частоті обертання ротора ВЦН, параметрах на вході ВЦН тощо) знаходитися в діапазоні температур: $T_{\text{вих ет}} < T_{\text{вих}} < T_{\text{вих max}}$. Де $T_{\text{вих ет}}$ – температура, що відповідає паспортному ККД для даного режиму, а $T_{\text{вих max}}$ – максимально можлива температура на даному режимі, що відповідає зниженню ККД на гранично можливу величину. Отже, під час аналізу вихідних даних на вірогідність перевіряють відповідність фактичної температури $T_{\text{вих}}$ наведеному діапазону. Для ВЦН ГПА № 2 і № 3 значення температури газу на виході ВЦН задовольняло наведеній вище умові. Клас точності виміру приладів при проведенні теплотехнічних випробувань склав: за датчиком тиску – 0,2 % від шкали виміру, за датчиками температури – 0,25 %, за датчиком частоти обертання ротора ВЦН – < 0,1 %. Склад компримованого газу, що використовувався в газодинамічному розрахунку (за даними лабораторного аналізу) склав: CH_4 – 98,515 %, C_2H_6 – 0,43 %, N_2 – 0,79 %, CO_2 – 0,03 %. У таблиці 2.3 наведені обмірювані параметри і результати розрахунків для ВЦН Demag 655 P2.

Таблиця 2.3 – Обмірювані параметри і результати розрахунків ФТС ВЦН Demag 655 P2

Параметр	Позначення	Одиниця виміру	Значення				
Тиск на вході у ВЦН	$P_{\text{вх}}$	кгс/см ²	54,9	54,9	54,8	54,8	54,8
Тиск на виході ВЦН	$P_{\text{вих}}$	кгс/см ²	70,5	70,4	70,3	70,3	70,3
Температура на вході у ВЦН	$T_{\text{вх}}$	К	300,9	300,9	300,8	300,9	300,9
Температура на виході ВЦН	$T_{\text{вих}}$	К	324,1	324,2	324,3	324,3	324,2
Частота обертання ротора ВЦН	n	об/хв	5661	5663	5660	5653	5659
Коефіцієнт стиснення за параметрами на вході	Z_1	–	0,909 1	0,909 0	0,909 2	0,909 2	0,909 1
Відносна частота обертання ротора ВЦН	$\frac{n}{n_{\text{ном}}}$	–	0,870 9	0,871 2	0,870 8	0,869 7	0,870 7
Зведена відносна частота обертання ротора ВЦН	$\left[\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right]_{\text{пр}}$	–	0,833 9	0,834 3	0,833 8	0,832 8	0,833 7
Внутрішня робота	H_u	Дж/кг	46 926,6	47 456,5	47 494,6	47 468,7	47 336,5
Політропний ККД	$\eta_{\text{пол}}$	–	0,805	0,791	0,791	0,792	0,795
Потужність ВЦН паспортна	$N_u^{\text{п}}$	кВт	6 625,87	6 626,4	6 602,9	6 580,9	6 609,6
Внутрішня потужність ВЦН	N_u^f	кВт	6 554,22	6 659,5	6 637,6	6 615,7	6 616,8
Зведена об'ємна продуктивність	$Q_{\text{пр}}$	м ³ /хв	220,87	221,84	221,40	220,80	221,20
Секундна витрата газу	$G_{\text{сек}}$	кг/сек	139,67	140,33	139,76	139,37	139,78
Комерційна продуктивність ВЦН	$Q_{\text{ком}}$	млн. м ³ /доб	17,82	17,90	17,83	17,78	17,83

Обмірювана середня величина радіального зазору в ущільненні покривного диска обчислювалася в умовах експлуатації.

Питання для самоперевірки

1. Які параметри характеризують функціонально-технічний стан турбокомпресорів та нагнітачів?
2. Які методи застосовуються для діагностування функціонально-технічного стану нагнітачів ГПА?
3. Які параметри і як вимірюються при діагностуванні нагнітачів ГПА під час проведення теплотехнічних випробувань?
4. У чому заключається принцип оперативного діагностування парка нагнітачів ГПА газотранспортної системи.
5. Як здійснюється оперативне діагностування при неповній та недостовірній вихідній інформації?
6. Які задачі вирішуються підсистемою функціонального діагностування нагнітачів ГПА у складі САК компресорної станції?
7. Які задачі вирішуються підсистемою функціональної діагностики ГПА у складі САК УМГ.
8. Як влаштований та яку інформацію містить електронний атлас фактичних характеристик ГПА газотранспортної системи?
9. Як визначаються та візуалізуються параметри режимів роботи ГПА підсистемами різних рівнів керування?
10. Що таке «Область припустимих режимів роботи ГПА». Які попереджувальні та аварійні повідомлення у ній відображаються?
11. За якими діагностичними параметрами здійснюється автоматизований моніторинг технічного стану ГПА в САК КЦ та УМГ та для яких задач керування він використовується?

3 СТРУКТУРА ТА СКЛАД КОМПЛЕКСНОЇ АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ

3.1 Основні технічні вимоги до системи

Одним із основних напрямків розвитку сучасних систем керування виробничими процесами є суттєве розширення функціональних можливостей у сполученні з наскрізною комплексною автоматизацією на основі використання новітніх інформаційних технологій [9, 13, 31, 36].

Найважливішою та перспективною сучасною тенденцією є перехід від традиційної архітектури, зорієнтованої на вирішення окремих функціональних задач обліку, планування та розподілу матеріальних або енергетичних потоків, до потужних комплексних аналітичних центрів керування всією виробничою діяльністю підприємства на основі використання значного обсягу накопичених даних реального часу, які збираються та періодично передаються з нижніх рівнів технологічного керування.

Водночас передбачається, що єдиний аналітичний центр керування виробничою діяльністю підприємства створюється як автоматизована система керування (АСК) класу Manufacturing Execution Systems (MES) [38, 39, 46]. Актуальність і важливість створення потужного єдиного аналітичного центру керування виробничою діяльністю підприємства визначається загальними положеннями науково-обґрунтованого системного підходу до організовування процесу керування сучасним виробництвом.

Багатофункціональний аналітичний центр керування виробничою діяльністю на основі АСК здійснює комплексну автоматизацію таких головних функціональних напрямків автоматизованого керування виробництвом:

- автоматизоване передавання, одержання й оброблення вихідної інформації з нижнього (технологічного) та з верхнього (стратегічного) рівнів керування підприємством;
- автоматизоване накопичення й зберігання виробничого досвіду в єдиному інформаційному сховищі;
- комплексний автоматизований моніторинг виробничих ситуацій, здійснюваний у реальному масштабі часу;
- автоматизоване коригувальне керування матеріальними й енергетичними потоками відповідно до змін виробничої ситуації та вказівок ланки керування вищого рівня;
- автоматизоване коригувальне керування виробничими ресурсами та запасами;

- автоматизований моніторинг і керування якістю виробничих процесів;
- автоматизований аналіз, контроль і підтримка виконання коригувальних дій щодо керування окремими, найбільш важливими технологічними установками;
- автоматизований прогностичний аналіз виникнення збоїв, відмов і аварійних ситуацій та формування коригувальних дій, що їх демпфірують;
- автоматизований моніторинг і контроль екологічної ситуації на підприємстві й навколо нього тощо.

Отже, розроблення та впровадження АСК класу MES з метою створення єдиного аналітичного центру середнього виробничого шару керування газотранспортною компанією становить вкрай складне організаційне й технічне завдання, якісному вирішенню якого має передувати формування таких науково обґрунтованих загальносистемних організаційно-методичних матеріалів: основних технічних вимог, критеріїв вибору, загальносистемних принципів побудови та базових концептуальних положень [36, 37].

Загальні вимоги до системи

Структура MES-системи призначена для забезпечення ефективного керування поточною виробничою діяльністю підрозділів оператора ГТС відповідно до замовлень та планів постачання газу споживачам, вимог експлуатаційної та технологічної документації, актуального стану устаткування.

Комплексна автоматизована система керування виробничими процесами газотранспортної компанії повинна мати як мінімум дворівневу структуру з розподіленням функцій між такими рівнями:

- інформаційний рівень технологічних об'єктів керування (ТОК). До цього рівня належить підсистема збирання та передавання технологічної та керівної інформації від ТОК;
- функціональний рівень виробничого підрозділу (управління, апарату керування Оператора ГТС).

Функціонування інфраструктурної серверної частини системи має провадитися в цілодобовому режимі.

Згідно із загальними вимогами КАСК класу MES має впроваджуватись за декількома чергами. Із одного боку, наприкінці кожної черги користувач отримує діючий фрагмент системи, а з другого – оптимально розподіляються витрати на придбання ліцензійних інструментальних програмних та інформаційних засобів. Разом із тим ураховується той факт, що наразі досвід експлуатації автоматизованих систем класу MES у функціональних підрозділах оператора ГТС в Україні недостатній.

Зважаючи на це, система в обсязі визначених функцій може створюватись за двома чергами:

– перша черга – реалізація головного фрагмента загальної архітектури системи у вигляді набору базових функцій та з мінімально необхідним наповненням БД;

– друга черга – реалізація архітектури в повному обсязі, включаючи додаткові функції, рівні керування та повне завантаження бази даних реальною виробничою та технологічною інформацією.

Перелік і стислий опис базових регламентованих функції АСК класу MES наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Перелік та опис функцій АСК класу MES

Назва функції	Позначення та черга функції	Зміст функції	Примітки
Оперативне/детальне планування	ODS (1-ша черга)	Оперативне й детальне планування робіт, що зорієнтовано на детальний і оптимальний розрахунок завантаження устаткування для виконання конкретних робіт	Засноване на атрибутах, пріоритетах, характеристиках і властивостях конкретного виду устаткування й робіт
Диспетчеризація виробництва	DPU (1-ша черга)	Поточний моніторинг і диспетчеризація процесу виробництва, відстеження виконання операцій, зайнятості устаткування й персоналу, виконання замовлень, обсягів, контроль у реальному часі виконання робіт відповідно до плану	У режимі реального часу відстежуються всі зміни, що відбуваються, і вносяться коректування в плани виробничого підрозділу
Контроль стану та розподіл ресурсів	RAS (1-ша черга)	Керування ресурсами виробництва (агрегатами, інструментальними засобами, матеріалами, устаткуванням) і іншими об'єктами (наприклад, документами про порядок виконання кожної виробничої операції)	У межах цієї функції описується детальна історія ресурсів і гарантується правильність настроювання устаткування у виробничому процесі, відстежується стан устаткування в режимі реального часу
Збирання та збереження даних	DCA (1-ша черга)	Інформаційна взаємодія різних виробничих підсистем для збирання, накопичення та передавання технологічних і керуючих даних, що циркулюють у виробничому середовищі підприємства	Дані щодо ходу виробництва можуть уводитися як вручну персоналом, так і автоматично із заданою періодичністю з АСКТП або безпосередньо з виробничих місць
Аналіз продуктивності	PA (2-га черга)	Формуються звіти щодо реальних результатів виробничих операцій, порівняння їх з попередніми й очікуваними результатами	Подані звіти можуть містити також інші вимірювання: використання та наявність ресурсів, час циклу виробничого ресурсу, відповідність стандартам та ін.

Продовження таблиці 3.1

Назва функції	Позначення та черга функції	Зміст функції	Примітки
Керування документами	DOC (2-га черга)	Контроль змісту та проходження документів, які повинні супроводжувати виріб, що випускається, або послугу, яка виконується	Може містити інструкції та нормативи робіт, способи виконання, креслення, процедури виконання стандартних операцій, програми оброблення деталей, запаси партій продукції, повідомлення щодо технічних змін, передавання інформації від зміни до зміни, а також забезпечення можливості вести планову й звітну виробничу документацію. Передбачається архівування інформації
Керування персоналом	LM (2-га черга)	Надання інформації щодо персоналу із заданою періодичністю, разом із звітами про час і присутність на робочому місці	Забезпечується можливість урахування й контролювання основних, додаткових та сумісних обов'язків персоналу
Керування активами тех-обслуговування і ремонт виробничих фондів	MM (2-га черга)	Підтримка процесів технічного обслуговування та планово-попереджувального ремонту виробничого й технологічного устаткування	Роботи виконуються періодично або відповідно до поточних подій протягом усього виробничого процесу
Керування виробничими процесами	PM (2-га черга)	Автоматизоване внесення коректив або підтримка прийняття відповідних рішень операторів для корегування або підвищення якості поточних робіт	Базується на відстеженні режимів роботи заданих виробничих процесів із використанням даних реального часу
Керування якістю продукції	QM (2-га черга)	Надання даних вимірювань щодо якості продукції, забезпечення належного контролю якості й особливий контроль «критичних точок»	Може запропонувати дії щодо виправлення ситуації в певній точці на основі аналізування кореляційних залежностей і статистичних даних причинно-наслідкових зв'язків контрольованих подій
Відстеження історії продукту / послуги	PTG (2-га черга)	Надання інформації про те, де й у якому порядку проводилась робота з цією продукцією/послугою	Інформація щодо стану продукції/послуги може містити звіт про персонал, що працює із цим різновидом продукції, компоненти продукції, поточні умови виробництва, невідповідність установленим нормам, індивідуальний технологічний паспорт

На рисунку 3.1 наведено функції АСК виробництвом на базі MES-системи і її взаємозв'язок з іншими категоріями автоматизованих систем керування на підприємствах. Глибина зв'язку між компонентами визначається типами продукції/послуг і виробничих потреб.

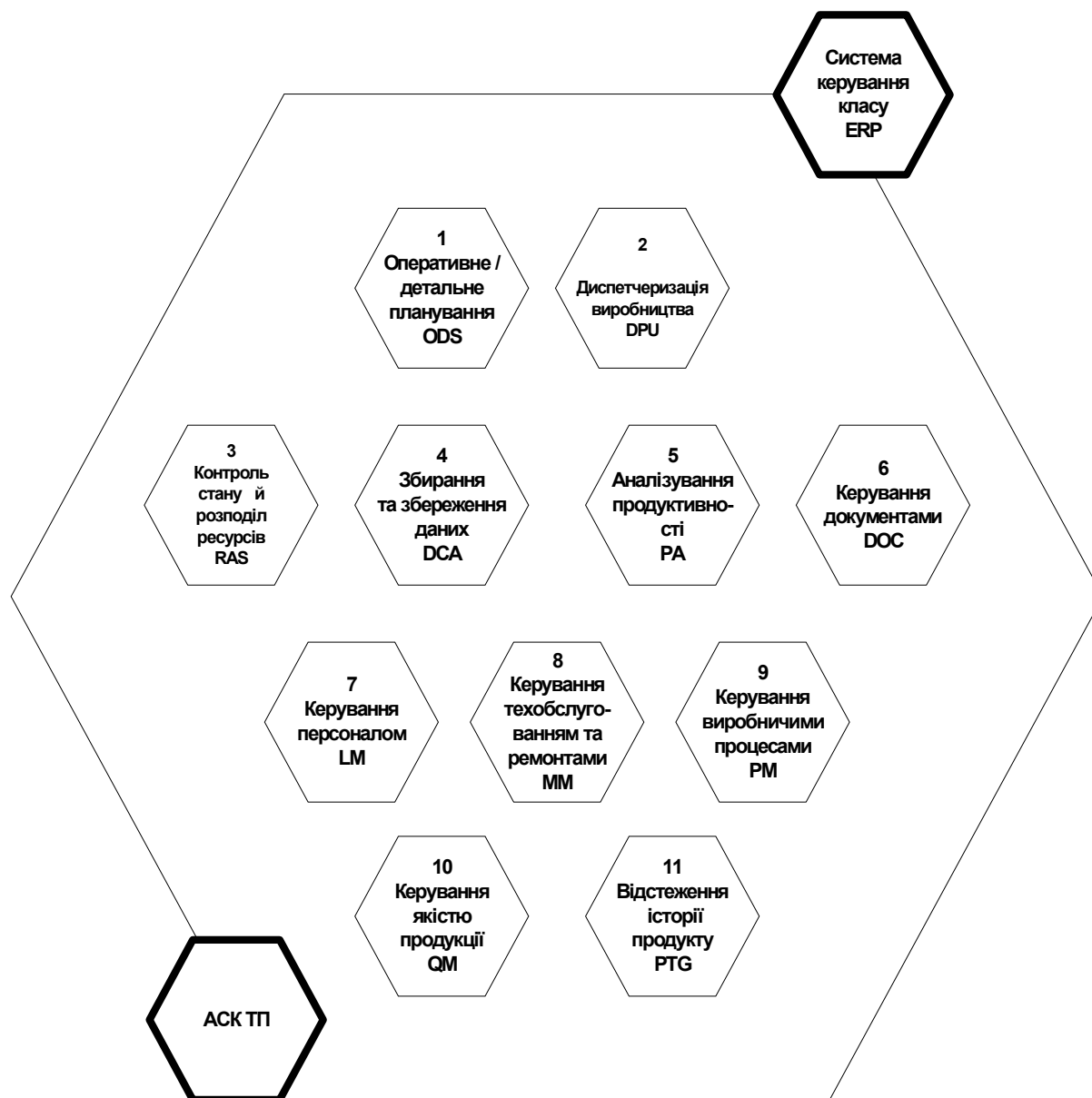


Рисунок 3.1 – Склад регламентованих функцій АСК виробництвом класу MES

Незважаючи на різноманіття функцій систем класу MES, потрібно розуміти, що всі ці функції мають оперативний характер і регламентують відповідні вимоги не до підприємства загалом, а до тієї його структурної одиниці (підрозділу, станції, цеху, ділянки), для якої ведеться планування робіт. Необхідно також розуміти, що такі функції, як керування документами, персоналом – це є керування персоналом і документами рівня конкретного підрозділу (нарядами-замовленнями, звітними відомостями та ін.).

Основними функціями систем керування класу MES серед перерахованих вище є детальне оперативно-календарне планування і диспетчеризація виробничих процесів у конкретному підрозділі. Саме ці дві функції визначають автоматизовану систему класу MES як систему оперативного характеру, націлену на формування розкладів роботи устаткування й оперативне керування виробничими процесами. Основні функції, насамперед, мають бути автоматизовані й впроваджені в промислову експлуатацію.

Система керування класу MES одержує обсяг робіт, який надається з рівня ERP-систем на етапі об'ємно-календарного планування, і надалі сама не тільки будує точніші розклади для устаткування, але й в оперативному режимі відстежує їхнє виконання.

3.2 Принципи побудови та основні концептуальні положення автоматизованих систем керування газотранспортної системи

Автоматизація підприємства – одна з стратегічних технологій підвищення його ефективності та прибутковості.

Сучасний підхід до автоматизації діяльності підприємства є суттєво прагматичним – спочатку автоматизують ті процеси, котрі приносять підприємству найбільший прибуток, які можуть бути визначені на основі використання критичних факторів успіху за допомогою аналізу ціннісного ланцюжка [4, 8, 34].

Останнім часом усе більше уваги приділяється економічній ефективності виробництва (виробничої діяльності, функцій, процесів).

Під виробництвом, насамперед, маються на увазі структурні виробничі підрозділи – філіали, цехи, ділянки, відділи, служби. Від щоденної злагодженої роботи структурних підрозділів зрештою залежить економічна ефективність промислового підприємства загалом.

Важливо відзначити суттєвий зсув акцентів, який спостерігається під час впровадження сучасних інформаційних технологій і систем у галузі виробництва. Від «клаптевої» об'єктної автоматизації підприємства переходять до комплексної цільової автоматизації.

Об'єктна автоматизація:

- не припускає наявності чітких глобальних цілей;
- не забезпечує належної вертикальної та горизонтальної інтеграції між різними підсистемами.

Комплексна цільова автоматизація характеризується:

- економічною прозорістю та визначеністю цілей;
- орієнтацією на одержання максимального прибутку;

- забезпеченням гнучкості в керуванні виробництвом;
- можливістю керування підприємством у реальному часі;
- створенням передумов швидкого повернення інвестицій.

Для вирішення завдань цільової автоматизації виробничих підприємств застосовуються системи класу MES – автоматизовані системи оперативного керування виробництвом (АСОКВ), які призначено для виконання функцій оперативного планування, моніторингу, оптимізації, керування, інтеграції на локальному рівні конкретних виробничих підрозділів підприємства.

Головне питання, що вирішується за допомогою MES-систем, – як структурному підрозділу (філії, цеху, ділянці та ін.) оптимально виконати завдання, що визначено під час планування діяльності підприємства, ураховуючи наявні ресурси та ситуацію, що змінюється відповідно до їхньої доступності.

Впровадження MES-систем створює проблеми інформаційного обміну між рівнями керування на підприємстві. Додатково було розроблено стандарт B2MML (Business to Manufacturing Markup Language), що встановлює загальне визначення й формат для інформаційного обміну між рівнем ERP-систем (тактичний рівень керування) і нижнім рівнем технологічної автоматизації (plant-floor).

Однією з головних відмінностей КАСК класу MES від ERP є керування виробничими процесами в реальному часі, тобто здійснення «щохвилинного» контролювання стану виробничого процесу.

Інформаційна сфера діяльності оператора ГТС полягає передусім у переробленні бізнес-інформації великих обсягів, яка, зазвичай, не є критичною ні з погляду часу оброблення, ні з погляду убезпечення виробництва. Десятихвилинне запізнення оброблення замовлення для більшості бізнес-процесів істотної ролі не відіграє.

Однак між вимогами до керування бізнес-інформацією підприємства й вимогами до оперативного керування виробничими процесами існує відчутна різниця. Найчастіше час реакції на подію характеризується жорсткими часовими співвідношеннями (затримка в 10 мс і більше може стати причиною поломки устаткування та збою виробничого процесу) і додатковими вимогами до техніки безпеки. Забезпечення оперативності, надійності та високої точності інформації вимагає збирання даних безпосередньо в момент виникнення події і якнайближче до джерела її виникнення. Автоматизовані системи класу MES виконують прості, рутинні, повторювані й нетворчі операції значно ефективніше, ніж люди. У результаті застосування АСК класу MES керівники виробництва, маючи якіснішу інформацію, можуть приймати більш обґрунтовані управлінські рішення. Крім того, у керівників виробництва

з'являється більше часу на аналізування проблемних ситуацій і суттєве підвищення ефективності виробничих процесів.

Автоматизовані системи класу MES надають всю необхідну й достовірну інформацію потрібним людям у потрібний час. Будь-який працівник підприємства, який є користувачем АСК класу MES, може одержати відомості, що зберігаються в єдиному сховищі оперативної інформації, що стосується поточного стану виробничих процесів, устаткування, персоналу, документації та ін.

Система класу MES дає також службі контролювання якості виробничих підрозділів можливість та зручний інструментарій для більш ефективної організації роботи внутрішніх і зовнішніх споживачів, а також може надавати їм більший обсяг даних.

У повнофункційній MES-системі є ефективні інструменти контролювання й керування документами на рівні виробничих підрозділів. В АСК класу MES здійснюється суворе контролювання версій кожного документа. Завдяки цьому виробничий персонал завжди буде працювати із самою останньою версією документів й не зможе використати застарілу. Системи класу MES забезпечують також керування документами типу технологічних регламентів, настанов, які регулюють якість продукції, актів обстеження, звітів про коригувальні дії, планів, гарантійної документації, технологічних специфікацій, сертифікатів постачальника тощо.

Для ефективного керування підприємством за допомогою MES-систем необхідна своєчасна й достовірна інформація про стан справ у всіх сферах його діяльності: технологічній, виробничій, ринковій, фінансовій.

Уся інформація має бути перероблена та подана у вигляді ключових показників (керуючої інформації), що відбивають реальний взаємозв'язок економічних, виробничих і технічних параметрів у реальному часі у тому саме масштабі, у якому функціонують основні виробничі процеси.

Досягнення цих цілей вимагає побудови спеціалізованої інтегрованої інформаційної інфраструктури, що реалізує базовий функціональний принцип координації виробництва в глобальному масштабі, зокрема, у режимі реального часу. Така координація стосується устаткування, технологічних процесів, організаційних процедур, тестів якості, виробничого персоналу й таке інше.

Головна мета функціонування системи класу MES – не тільки виконати заданий обсяг робіт із зазначеними строками виконання тих або інших замовлень, але виконати якнайкраще з погляду економічних показників виробничого підрозділу підприємства.

Автоматизовані системи класу MES призначено для оперативного планування, оптимізація, контролювання та керування виробництвом (моніторинг, оптимізація, аналіз, контроль, керування, інтеграція).

АСК класу MES представляють проміжний шар в ієрархії систем керування складними об'єктами, який лежить між верхнім рівнем комплексних систем керування бізнес-процесами (наприклад класу ERP) та нижнім рівнем систем керування технологічними процесами. Отже, створення та впровадження АСК класу MES – це є автоматизація керування підприємством на стику економіки й технології.

Міжнародна асоціація постачальників рішень для промислових підприємств подає таке визначення систем керування класу MES:

«Система оперативного керування виробництвом класу MES – це динамічна інформаційна система, яка забезпечує ефективне виконання виробничих операцій. Використовуючи точні та актуальні дані, система класу MES регулює, ініціює й протоколює роботу підприємства відповідно до подій, що відбуваються. Набір функцій MES дозволяє керувати процесами виробництва з моменту видачі замовлення на виробництво й до моменту випуску готового виробу».

Роль та місце MES-систем в інтегрованій інформаційній системі підприємства

Сучасну інтегровану інформаційну систему (ІС) для автоматизації великого промислового підприємства прийнято представляти структурною моделлю у вигляді піраміди (рис. 3.2). У нижній частині цієї піраміди знаходяться автоматизовані системи керування технологічними процесами (АСКТП), у середній частині – MES-системи, а у верхній частині – ERP-системи (Enterprise Resource Planning – системи керування підприємством) [48, 50].



Рисунок 3.2 – Структурна модель інтегрованої інформаційної системи промислового підприємства у вигляді піраміди

Піраміда ІС символізує потік інформації – від верстатів до «вищого» керування. Системи АСКТП знаходяться у виробничих зонах. Від контролерів і датчиків АСКТП інформація надходить до MES-систем, які розташовуються в місцях керування виробництвом (служби головного технолога, наприклад). Уже потім оброблена інформація надходить в ERP-системи, що перебувають у фінансово-господарському керуванні підприємства. MES-системи, керуючись вказівками верхнього рівня, керують поточним виробництвом відповідно до замовлень, що надходять, вимогами технологічної документації, станом устаткування. Упровадження MES-систем (між системами нижнього й верхнього рівнів) дозволяє зменшити час простою устаткування, а також значно скоротити час на виконання виробничих операцій.

Ця піраміда дозволяє розрізняти призначення ERP і MES-систем при автоматизації промисловості: перші зорієнтовані на планування, керування виробництвом, у той час, як другі оперативно реагують на інформацію щодо виробничих процесів, змінюючи розклад і завдання стільки разів за зміну, скільки необхідно для оптимізації роботи. В ERP-системах занадто великий обсяг інформації адміністративного й фінансового плану, тому перепланування не може здійснюватися часто. Сьогодні провідні постачальники ERP-систем уже ввели у свої продукти модулі планування виробництва, проте їхня швидкість реакції на зміну вимог виробництва мала, що не дозволяє оптимізувати плани за великою кількістю параметрів.

MES-системи мають помітно менший вік існування, ніж ERP-системи, і нині навіть у середовищі фахівців є чимало суперечок, де ж фактична область ефективного використання в промисловості систем класу ERP (MRP-II), а де класу MES. Експерти зазвичай сходяться висновку, що керування виробництвом опирається на рішення чотирьох завдань: формування об'ємно-номенклатурного плану, баланс виробничих потужностей, складання виробничих розкладів, групування устаткування й деталі-операції. Перші два завдання досить ефективно вирішуються за допомогою ERP, а два останні – MES.

Системи цього класу поліпшують фінансові показники компанії, разом із підвищенням віддачі основних фондів, прискоренням обігу коштів, зниженням собівартості, своєчасністю поставок, підвищенням розміру прибутку й продуктивності. MES-системи більш вузько спрямовані, ніж ERP-системи, їхнє впровадження часто просто зводиться до адаптації моделі планування до конкретного виробництва, і строки впровадження на порядок менші, ніж в ERP-систем.

Аналітики компанії MESA указують на можливість економії під час використання MES-систем у розмірі від 30 % до 40 % завдяки зменшенню часу очікування надходження видаткових матеріалів, підвищенню

ступеня інформованості й впровадженню безпаперового документообігу. А експерти компанії AMR Research вважають, що MES-системи скорочують час переналаштування устаткування до 35 %, а кількість відходів і браку на 22 %.

Отже, автоматизовані системи класу MES і ERP-системи перебувають на різних рівнях інформаційної структури.

ERP-системи зорієнтовано на планування виконання замовлень, тобто вони відповідають на запитання: коли й скільки продукції має бути зроблено?

Системи класу MES фокусуються на завданні визначення того, як насправді протікає виробничий процес, і оперують точнішою інформацією щодо виробництва.

Використання MES-систем як ядра інтеграції систем керування підприємством

Функції, які виконують MES-системи, можуть бути інтегровані з іншими системами керування підприємством, такими як планування ланцюжків поставок (SCM), продажі й керування сервісом (SSM), планування ресурсів підприємства, автоматизовані системи керування технологічними процесами (рис. 3.3) [2, 28].



Рисунок 3.3 – Функціональна інтеграція MES-системи
з іншими системами керування підприємством

У випадку успішної реалізації така інтеграція забезпечить своєчасне й всеосяжне спостереження за критичними виробничими процесами.

Під час виконання робіт із функціональної інтеграції різноманітних систем керування MES-системи можуть і повинні виконувати роль інтеграційного ядра, тому що:

- додаткова вартість продукції створюється у виробничих зонах (цехах, ділянках), тому інвестиції в підвищення ефективності виробничих процесів дають реальну віддачу;
- достовірна й своєчасна інформація, необхідна для прийняття правильних рішень, перебуває у виробничих зонах;
- оптимізація керування технологічними процесами здатна реально змінити фінансові показники підприємства;
- прибутковість та ефективність підприємства залежить від людей у виробничих зонах, можливості яких багаторазово підсилюються за допомогою системи;
- у разі виявлення критичних і позаштатних ситуацій у виробничих зонах MES – системи швидко аналізують інформацію й оперативно пропонують коригувальні рішення;
- саме виробничі зони визначають конкурентоздатність кожного підприємства, можливість його швидкого переналагодження на зміну вимог з боку споживачів.

Для оператора ГТС у структурі КАСК класу MES найважливішим є реалізація виробничого процесу повністю автоматично. У системі повинен бути мінімізований людський фактор. Основним активним елементом в газотранспортній системі є компресорна станція, яка може складатися з декількох компресорних цехів. Цьому розділі наводиться опис функціоналу системи автоматичного управління і регулювання автоматичної компресорної станції (цеху).

3.3 Опис функціональної структури автоматизованої системи керування та регулювання компресорних станцій

Структура керування об'єктами ГТС передбачає застосування програмно-технічних засобів (ПТЗ), які повинні забезпечувати:

- на рівні САК основного і допоміжного технологічного обладнання – автоматичну підтримку заданого режиму роботи; автономність роботи обладнання зі збереженням основних функцій і заданого режиму у разі виходу з ладу суміжних технічних засобів або ліній зв'язку між ними і під час перерв у постачанні від зовнішньої мережі електропостачання; блокування і захисту обладнання в позаштатних ситуаціях, аварійний захист обладнання у всіх режимах, прийом і реалізацію команд дистанційного керування

пуском/зупинкою устаткування, переходом на новий режим роботи, автоматичну передачу необхідної інформації про стан і режими роботи технологічного обладнання КЦ (КС) на більш високий рівень;

– на рівні ДП КЦ (КС) – автоматичну стабілізацію заданих параметрів режиму компримування газу відповідно до планових уставок, антипомпажного регулювання, прийом і реалізацію команд дистанційного керування системи автоматичного регулювання (САР) КС за тиском і температурою газу; захист від загазованості, пожежі та несанкціонованого проникнення на технологічний об'єкт; можливість локального контролю і управління обладнанням із місцевих пультів системи автоматичного керування (САК) (при проведенні профілактичних та пусконаладжувальних робіт, а також для резервного управління у разі відмови ПТС автоматизованого робочого місця змінного інженера (АРМ ЗІ); оптимізацію технологічних режимів і параметричну діагностику обладнання КЦ (КС); оперативний контроль режиму роботи КС і ведення технологічного процесу відповідно до диспетчерського графіку шляхом дистанційного зміни уставок; телекерування лінійними кранами тощо; автоматичне формування і реєстрацію обліково-звітної документації та передачу на ДП ЛВУ МГ необхідної інформації про стан технологічного обладнання і режими роботи КЦ (КС);

– на рівні ДП ЛВУ МГ і ЦДП УМГ – диспетчерський контроль, аналіз, облік і оперативне керування технологічним процесом транспорту газу; оптимізацію режимів роботи ГТС відповідно до завдань верхнього рівня; діагностування й прогнозування технічного стану устаткування; розробку й передачу диспетчерських графіків і команд (зокрема команд телекерування й телерегулювання) на ДП КС (ДП ЛВУ МГ).

Для реалізації режиму автоматичного керування, крім програмно-технічних засобів, що використовуються на рівні КС (КЦ) та забезпечують функціонування модулів ДП КС, необхідно передбачити автоматичне формування уставок для системи регулювання КС, які повинні визначатися на центральному диспетчерському пункті (ЦДП) УМГ унаслідок розрахунку і вибору оптимального режиму ГТС. Розраховані уставки у вигляді завдань ЦДП повинні надходити по каналах мережі передачі даних на ДП, ЛВУ МГ та ДП КС.

Пропонована функціональна структура САКіР КЦ (КС) (рис. 3.4) орієнтована на автоматичний режим керування станцією з рівня ЛВУ МГ або ЦДП УМГ і на забезпечення оптимального керування газотранспортною системою.

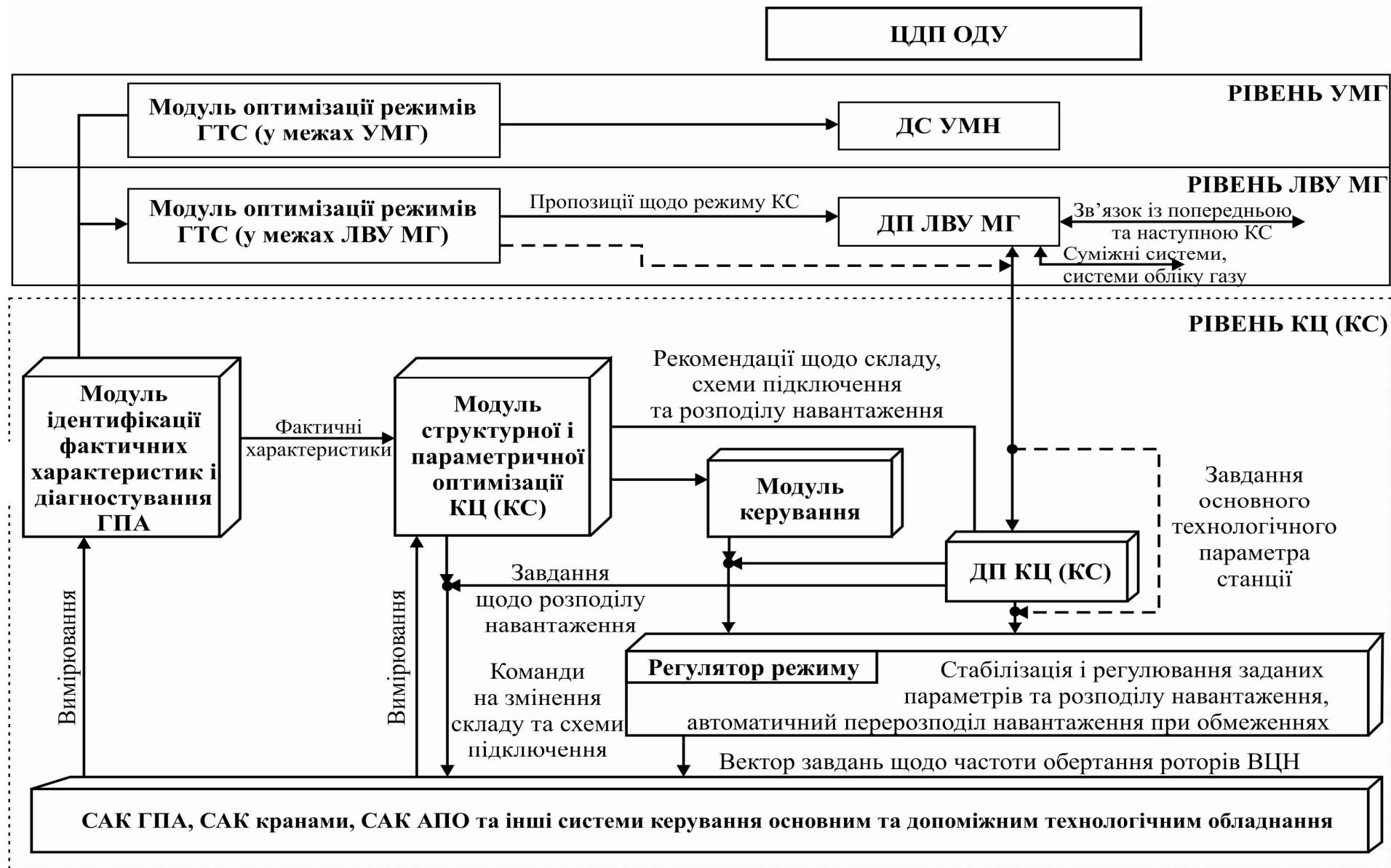


Рисунок 3.4 – Функціональна структура САКіР КЦ (КС)

Для цього в складі САКіР КЦ (КС), крім традиційних компонентів (САК основним і допоміжним обладнанням, систем забезпечення пожежобезпеки та вибухобезпеки, охоронної сигналізації, SCADA-системи), передбачені:

- ПТС автоматичного регулювання технологічного режиму КЦ і КС (регулятор режиму);

- ПТС параметричної діагностики функціонально-технічного стану технологічного обладнання;

- ПТС оперативної оптимізації технологічних режимів КЦ (КС). Зазначені вище ПТС працюють у взаємодії між собою, із САК технологічними об'єктами (ТО) і з комплексами планування й оптимізації режимів ГТС.

САР КЦ (КС) розроблена як система «жорсткого» реального часу і побудована на базі програмно-логічних контролерів, що входять в одну промислову мережу з САК газоперекачувальних агрегатів (ГПА).

Параметрична діагностика й оптимізація режимів є програмними комплексами «м'якого» реального часу і виконуються на окремому спеціалізованому АРМ, пов'язаному зі SCADA-сервером загальностанційної мережі.

Зв'язок зазначених ПТС із рівнем диспетчерського управління ЛВУ МГ або ЦДП здійснюється за допомогою SCADA-сервера через розподілену мережу.

ПТС регулювання, діагностики та оптимізації отримують від САУ ТО дані штатних вимірювання технологічних параметрів. Зі свого боку ПТС модулів регулювання, діагностики та оптимізації формують і передають на САУ ТО завдання на встановлення нового режиму роботи, команди на зміни складу і схеми увімкнення обладнання та завдання щодо режиму їхнього навантаження. На рівень диспетчерського управління ЛВУ МГ від зазначеного вище комплексу ПТС надходять оброблені дані штатних вимірювань, результати розрахунків фактичних параметрів поточного режиму роботи окремих технологічних агрегатів і цеху загалом, запасів регулювання агрегатів, показників ефективності роботи. Із рівня диспетчерського управління комплекс отримує завдання щодо технологічного режиму станції, визначеному в результаті вирішення завдань планування, оптимізації і регулювання режиму ГТС.

Між собою зазначені вище ПТС взаємодіють у такий спосіб. ПТС параметричної діагностики забезпечують ПТС оптимізації фактичними характеристиками і режимними обмеженнями на функціонування технологічних об'єктів. ПТС оптимізації в результаті рішення свого завдання формує для регулятора режиму завдання з розподілу навантаження між технологічними агрегатами.

Регулятор режиму є виконавчою системою, замикає контур оптимального станційного і контур диспетчерського управління і забезпечує необхідну плавність і стійкість регулювання та стабілізацію заданих параметрів режиму.

Передбачається реалізація дистанційного автоматичного режиму функціонування КС за умови формування, передачі й автоматичної відпрацювання на ДП КС команд і завдань сформованих на рівні ДП ЛВУ МГ та ЦДП УМГ. Такий режим є обов'язковою умовою для перекладу КС на безвахтову експлуатацію.

САР КЦ (КС) функціонує в режимах:

- автономному, коли завдання з підтримки режиму КЦ (КС) вводиться через АРМ СІ оператором;

- дистанційному, коли завдання з підтримки режиму КЦ (КС) надходить із рівня ДП ЛВУ МГ або ЦДП. Для ефективності вирішення завдань регулювання, стабілізації та оптимізації технологічних режимів ГТС на рівнях ДП ЛВУ МГ та ЦДП необхідно забезпечити можливість їхнього переведення в автоматичний режим функціонування, що означає автоматичне отримання оперативної інформації, вирішення завдань оптимізації режимів ГТС, формування та автоматичної передачі режимних уставок на рівень ДП КС.

3.3.1 Система автоматизованого регулювання режиму компресорного цеху

САР КЦ (КС) забезпечує автоматичне керування технологічним режимом КЦ (КС). Спільно з САК ГПА, а точніше з їхніми підсистемами автоматичного регулювання та стабілізації частот обертання роторів нагнітачів, САР КЦ (КС) утворює дворівневу багатоканальну систему підлеглого регулювання. САК ГПА отримують від САР КЦ (КС) завдання по частотах обертання роторів нагнітачів. САР багатоцехова КС являє собою систему з жорсткою апаратною та гнучкою функціональною структурою. Будь-який з цехових регуляторів може взяти на себе додаткову роль регулятора групи цехів або всієї станції. У разі роботи КЦ в ізольованому гідравлічному режимі (закриті всі перемички, що з'єднують вихід (або вхід) цього КЦ з виходами (входами) інших цехів станції) САР КЦ може працювати як в режимі регулювання сумарної витрати цеху, так і в режимі регулювання його вихідного тиску. Під час роботи в пов'язаному з виходом гідравлічному режимі, САР КЦ працює в підлеглому режимі за завданням регулятора групи цехів, який може працювати в режимі регулювання вихідного тиску групи цехів або в режимі регулювання їхньої сумарної продуктивності.

САР КЦ (КС) виконує завдання щодо режиму КЦ (КС) або за командами оперативного персоналу, що вводиться через АРМ СІ (автономний режим), або за завданнями з рівня диспетчерського управління ЛВУ МГ або ЦДП

(підлеглий, дистанційний режим). Незалежно від джерела завдання режим роботи САР КЦ (КС) є автоматичним. САР КЦ (КС) також є виконавчою системою для підсистеми оптимізації режиму КС. Завдання із розподілу навантаження між КЦ у КС і між ГПА в КЦ можуть надходити в САР КЦ (КС) або від оперативного персоналу через АРМ СІ, або безпосередньо від підсистеми оптимізації режиму КС. Другий варіант означає автоматичний режим роботи підсистеми оптимізації.

Основні функції САР КЦ (КС):

- автоматичне регулювання і стабілізація заданого технологічного параметра (вихідний тиск, витрата газу);
- обмежувальне регулювання мінімального вхідного і максимального вихідного тиску;
- автоматичне регулювання і стабілізація заданого розподілу навантаження між цехами КС і між агрегатами КЦ;
- автоматичний перерозподіл навантаження при виході окремих агрегатів на технологічні обмеження;
- автоматичну купівлю (продаж) агрегатів у магістраль (на кільце);
- регулювання рівня загальностанційної рециркуляції (у режимі стабілізації вихідного тиску і при зниженні сумарної витрати КС);
- випереджувальне антипомпажне регулювання агрегатів у функції зміни стану елементів мережі КС (відхилення тиску на вузлі підключення, нештатне перемикання кранів і перемичок у лініях технологічного газу, вплив помпажу ГПА на режим інших ГПА);
- формування груп агрегатів у цехах з універсальним обв'язуванням шляхом керування режимними кранами.

3.3.2 Оптимізація технічних режимів роботи компресорного цеху, компресорної станції

Основне призначення підсистеми оптимізації – забезпечення реалізації функцій аналізу, моделювання та оптимізації режимів роботи технологічного обладнання для підвищення якості та ефективності управління на рівні КЦ (КС). ПТС підсистеми дозволяють об'єктивно оцінити стан і режим роботи КЦ і його обладнання та подати результати аналізу в максимально стислому вигляді, забезпечують підтримку процесу своєчасного і об'єктивного прийняття рішень, які стосуються оперативного планування режимів роботи технологічного об'єкта управління.

Для вибору оптимальних режимів функціонування КЦ (КС) вирішується низка допоміжних завдань, описаних у наступних розділах.

Завдання реального часу.

До завдань реального часу належать:

- розрахунок технологічних характеристик фактичного режиму роботи основного і допоміжного устаткування КЦ з урахуванням похибок прямих вимірювань;
- розрахунок узагальнених показників фактичного режиму роботи КЦ;
- формування узагальнених показників запасу ресурсів управління КЦ;
- контроль стаціонарності режиму роботи КЦ;
- побудова областей допустимих режимів роботи (ОДР) ГПА, КЦ і КС з урахуванням похибок вимірювань.

Вхідною інформацією для вирішення розглянутих завдань є оперативні дані – результати прямих вимірювань. Наявність похибок цих вимірювань визначає необхідність отримання не точкових, а інтервальних оцінок значень розрахункових параметрів (результатів непрямих вимірювань).

Оцінка точності непрямих вимірювань є відмінною рисою всіх завдань цього комплексу, які виконуються в реальному часі.

Рішення завдання побудови ОДР ГПА, компресорного цеху та станції надає комплексну характеристику стану і режиму роботи обладнання, а також можливість зручного візуального контролю поточного режиму роботи станції. Крім того, розрахунок ОДР і визначення положення фактичної робочої точки всередині цієї області дозволяють визначати запас ресурсів із управління КС. Цей запас за необхідності можна сформулювати як щодо керуючих впливів (наприклад, оборотів вала нагнітача), так і щодо контрольованих параметрів (наприклад, потужності газотурбінної установки).

Рішення завдань оптимізації режимів роботи КЦ забезпечує пошук оптимального режиму роботи КЦ за заданою сукупністю критеріїв (мінімум витрат паливного газу, мінімум обсягів забруднювальних викидів, максимум продуктивності, максимум стійкості режиму, рівновіддаленість робочих точок ГПА від зони помпажу) за умови виконання всіх технологічних обмежень на режими роботи основного і допоміжного устаткування.

Якщо, наприклад, як критерій оптимізації приймається мінімум витрати паливного газу, то для заданої об'ємної продуктивності КЦ визначаються значення частот обертання роторів нагнітачів для кожного ГПА, за яких задовольняється система внутрішніх (на режими роботи устаткування) і зовнішніх (параметри газу на вході і виході КЦ) обмежень, до того ж сумарні витрати паливного газу мінімальні. Змінними параметрами ГПА є частота обертання ротора нагнітача й об'ємна витрата газу. Облік технологічних обмежень зводиться до визначення мінімально та максимально можливих значень масової витрати для кожного ГПА за заданим ступенем стиснення.

Як вхідні дані для розрахунку оптимального режиму використовуються фактичні характеристики ГПА, що розраховуються комплексом завдань оперативної діагностики, а також дані про поточні параметри роботи КЦ, одержувані від САУіР КЦ у режимі реального часу. Підсистема оптимізації режимів також реалізує функцію мінімізації витрат паливного газу методом екстремального регулювання з подачею на агрегати пробних впливів. На відміну від описаних вище аналітичних методів, цей метод не вимагає характеристик агрегатів, а на кожному кроці ітераційного процесу оптимізації експериментально визначає найвигіднішу для перерозподілу пару агрегатів за відгуком на випробувальні впливи. Функція реалізується у взаємодії з регулятором режиму.

Модельовання та оптимізація режимів роботи КЦ у режимі планування

До завдань модельовання та оптимізації режимів роботи технологічних об'єктів КС і станції в цілому в режимі планування належать:

- різноманітні розрахунки параметрів режиму роботи окремих об'єктів основного і допоміжного обладнання КЦ;
- різноманітні розрахунки параметрів режиму роботи групи послідовно-паралельно ввімкненнях ГПА;
- модельовання режиму роботи КЦ за різними розділами вихідних даних як гідравлічно єдиної системи, яка складається з основного і допоміжного технологічного обладнання та трубопровідної обв'язки;
- вимір режиму під впливом зовнішніх збурень;
- визначення оптимального режиму роботи КС по заданій сукупності критеріїв за умови виконання всіх технологічних обмежень на режими роботи обладнання КЦ;
- перевірка здійсненності режиму, заданого ЦДП і ДП ЛВУ МГ;
- вибір оптимального режиму роботи КЦ (КС) під час введенні і виведенні з роботи технологічного обладнання;
- вибір оптимального режиму роботи КЦ (КС) у разі зміни плану.

3.4 Автоматизована система діагностики ФТС газоперекачувального обладнання газотранспортної системи

3.4.1 Моніторинг ФТС ГПА газотранспортної системи

Розвиток запропонованих підходів до оцінки ФТС ВЦН і ГТУ в сполученні з широким впровадженням цифрових САК ГПА, САК КЦ – сучасних комплексів із збирання і оброблення інформації з компресорних станцій дозволяють розробити цілісну систему моніторингу ФТС ГПА

системи магістральних газопроводів [18]. У зв'язку з цим вирішуються завдання оперативного визначення, збереження, оновлення і використання фактичних характеристик усього експлуатованого парку ГПА на усіх рівнях керування газотранспортною системою.

Вирішувані завдання моніторингу ФТС ВЦН і ГТУ залежать від рівня керування газотранспортною системою.

На рівні КС моніторинг ФТС здійснюється за інформацією агрегатної і цехової автоматики експлуатованих ГПА. Результати моніторингу використовуються для вирішення завдань:

- розрахунку фактичних характеристик і режимних параметрів кожного ГПА;
- визначення фактичних характеристик ВЦН і ГТУ після проведення ремонту й оцінка якості проведеного ремонту;
- визначення області допустимих режимів роботи ГПА і розрахунок запасу до помпажу;
- визначення істотних змін режимних параметрів ГПА і прогнозування їхньої зміни на інтервал часу, що задається;
- розрахунку норми витрати паливного газу за фактичним ФТС;
- оптимізації роботи КЦ на основі фактичного ФТС.

Вхідною інформацією моніторингу ФТС ГПА на середньому рівні керування (рівні УМГ) є:

- інформація цехової та агрегатної автоматики КС, що надходить в УМГ через канали телемеханіки;
- результати визначення ФТС ГПА по КС;
- результати теплотехнічних випробувань;
- середньодобові дані диспетчерських журналів

За результатами моніторингу вирішуються такі завдання:

- розрахунку уточнених фактичних характеристик ВЦН і ГТУ;
- видачі рекомендацій обслуговуючому персоналу КС про проведення чергових ремонтів;
- розрахунку норми витрат паливного газу за фактичним ФТС усіх типів ГПА, що експлуатують на КС;
- порівняльного аналізу наднормативних витрат паливного газу і виявлення їхніх причин;
- аналізу ФТС ВЦН і ГТУ у межах УМГ за однойменними типами.

Основною вхідною інформацією моніторингу ГПА на верхньому рівні керування є результати моніторингу на рівні УМГ і середньодобові дані диспетчерських журналів. Моніторинг ФТС ГПА на верхньому рівні управління вирішує такі завдання:

- моніторинг ФТС парку ГПА газотранспортної системи, що знаходяться в експлуатації;
- ведення бази даних про технічний стан усіх ВЦН і ГТУ, що знаходяться в експлуатації;
- розрахунку норми витрати паливного газу за фактичним ФТС усіх типів ГПА;
- порівняльного аналізу наднормативних витрат паливного газу для однойменних типів ГПА, що зведені до типових умов роботи;
- оцінки показників роботи УМГ;
- виявлення причин наднормативних витрат паливного газу по окремих УМГ;
- формування норм енерговитрат для експлуатованого парку ГПА.
- аналізу ФТС ВЦН і ГТУ для центрального апарату управління газотранспортної системи і формування рекомендацій щодо реновації агрегатів.

3.4.2 Підсистема діагностики ФТС ГПА у складі САК КС

*Вирішення основних завдань моніторингу на рівнях керування
магістральними газопроводами і центрального апарату
керування газотранспортної системи*

Основним завданням моніторингу ФТС ГПА на рівні УМГ і центрального апарату керування газотранспортної системи є визначення фактичних характеристик, коефіцієнтів технічного стану ВЦН ГТУ і режимних параметрів ГПА. Оцінки ФТС ГПА на рівні УМГ визначаються за часовою інформацією (щогодинно) від штатних засобів виміру, а на рівні центрального апарату керування газотранспортної системи – за даними диспетчерських журналів, що надходять від програмного комплексу «Експерт». Фактичні характеристики ВЦН і ГТУ, а також їхні коефіцієнти технічного стану визначають на основі методів обчислення узагальнених нормованих дефектів їх проточних частин (розділ 2).

Коефіцієнти технічного стану розраховуються в такому порядку.

Для вибраних значень комерційної продуктивності $\{Q_{\text{ком } t}\}$, де $\{Q_{\text{ком } t} = Q_{\text{ком ном}}, Q_{\text{ком min}}, Q_{\text{ком max}}\}$ розраховуються під відповідні значення зведеної об'ємної продуктивності $\{Q_{\text{пр } t}\}$.

Після цього на основі розрахункових характеристик $\varepsilon_{\text{пр } c}^p(Q_{\text{пр}}, D_c)$ та $\eta_{\text{пол } c}^p(Q_{\text{пр}}, D_c)$ для обчисленого значення узагальненого нормованого дефекту D_c та масиву значень $\{Q_{\text{пр } t}\}$ визначають масиви $\{\varepsilon_{\text{пр } t}^p(Q_{\text{пр } t})\}$ і $\{\eta_{\text{пол } t}^p(Q_{\text{пр } t})\}$.

За паспортними характеристиками відповідно визначають масиви значень $\{\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{II}}(Q_{\text{пр}t})\}$ та $\{\eta_{\text{пол}}^{\text{II}}(Q_{\text{пр}t})\}$.

Наступні операції полягають у визначенні значень внутрішньої потужності ВЦН $N^p(Q_{\text{пр}t})$ і $N^{\text{II}}(Q_{\text{пр}t})$ для кожної пари значень $\{\varepsilon_{\text{пр}}^p(Q_{\text{пр}t}), \eta_{\text{пол}}^p(Q_{\text{пр}t})\}$ і $\{\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{II}}(Q_{\text{пр}t}), \eta_{\text{пол}}^{\text{II}}(Q_{\text{пр}t})\}$.

У результаті КТС ВЦН визначаються як:

$$K_{\eta}^{\text{ЦБН}}(Q_{\text{ком}t}) = \frac{\eta_{\text{пол}}^p(Q_{\text{пр}t}, D_c)}{\eta_{\text{пол}}^{\text{II}}(Q_{\text{пр}t})}, \quad (3.1)$$

$$K_N^{\text{ЦБН}}(Q_{\text{ком}t}) = \frac{N^p(Q_{\text{пр}t}, D_c)}{N^{\text{II}}(Q_{\text{пр}t})}. \quad (3.2)$$

Середньозважені КТС знаходяться за формулами (3.1), (3.2).

Формульні залежності для визначення масиву $\{Q_{\text{пр}t}\}$ на основі масиву $\{Q_{\text{ком}t}\}$ і параметрів зведення $Z_{\text{пр}}, R_{\text{пр}}, T_{\text{пр}}$ (з використанням яких отримані паспортні характеристики ВЦН), а також залежно для визначення масивів значень внутрішньої потужності нагнітача $\{N^p(Q_{\text{пр}t})\}$ і $\{N^{\text{II}}(Q_{\text{пр}t})\}$ співпадають із відповідними залежностями, наведеними в розділі 2.

Значення $\varepsilon_{\text{пр}}^p(Q_{\text{пр}t}, D_c)$ та $\eta_{\text{пол}}^p(Q_{\text{пр}t}, D_c)$ встановлюють шляхом двовірної інтерполяції розрахункових характеристик ВЦН за зведеною об'ємною продуктивністю $Q_{\text{пр}t}$ і узагальненим нормованим дефектом D_c . Відповідно до значення $\varepsilon_{\text{пр}}^{\text{II}}(Q_{\text{пр}t})$ і $\eta_{\text{пол}}^{\text{II}}(Q_{\text{пр}t})$ розраховується лінійною інтерполяцією паспортних характеристик тільки за $Q_{\text{пр}t}$.

Отримані у таким спосіб результати визначення ФТС ВЦН і ГТУ для усіх КС УМГ і центрального апарату керування газотранспортної системи використовують для порівняльного аналізу ФТС для однойменних типів ВЦН і ГТУ. Це дозволяє оцінити техніко-економічні показники експлуатації ГПА на різних КС і видати рекомендації щодо проведення черговості ремонтів і реновації ГПА.

Норми витрат паливного газу на цих рівнях керування розраховують на основі узагальнених нормованих дефектів ВЦН і ГТУ. Для порівняльного аналізу роботи ГПА по різних КС і УМГ наднормативні витрати паливного газу співвідносять до фактичних за функціонально-технічним станом ГПА. На основі порівняльного аналізу визначають причини наднормативних витрат паливного газу. Якщо для більшості КС або УМГ фіксується перевитрата/економія, то уточнюються норми витрат паливного газу.

3.4.3 Підсистема діагностики ФТС ГПА в складі САК УМГ і центрального апарату керування газотранспортної системи

Аналіз оперативної вхідної інформації

У межах моніторингу ФТС УМГ виконано дослідження зміни КТС ВЦН і ГТУ за середньодобовими цеховими даними за чотирьохрічний період. Проведено аналіз цехових даних, що надійшли, на повноту і коректність. Загальна кількість цехових даних, що надійшли, по УМГ склала 25 870. У процентному відношенні до загальної кількості даних, які повинні були поступити за вказаний період (близько 69,7 %).

Аналіз вхідної інформації на коректність складається з перевірки можливості виконання розрахунку параметрів ФТС ВЦН на основі методу, наведеного в розділі 2. У процентному відношенні кількість достовірних цехових даних, за якими були розраховані узагальнені нормовані дефекти до загальної кількості даних по УМГ, склала величину порядку 42,4 %. Відсоток наявності даних, що дозволяють визначити узагальнений нормований дефект, у загальному випадку, є мірою вірогідності визначувальних оцінок ФТС ГПА. Істотний відсоток (більше 20 %) цехових даних тих КС, по яких не пройшов розрахунок, є підставою для видачі рекомендацій обслуговуючому персоналові КС про необхідність перевірки з калібруванням каналів виміру параметрів агрегатної і цехової автоматики. У разі неможливості розрахувати узагальнений нормований дефект через невиконання обмежень за мірою стискування видаються рекомендації про необхідність перевірки каналів виміру тиску і частоти обертання ротора ВЦН. У разі, якщо розрахунок неможливий через невиконання обмежень по ККД або по дефекту, то видаються рекомендації щодо необхідності перевірки каналів виміру тиску і температури газу.

Далі наведено дані аналізу цехової інформації для КС 1 з ВЦН 655P2 КЛАРК.

Загальна кількість добових даних – 1 293; розрахунок проведено для 604 даних. Не пройшов розрахунок щодо загального дефекту для 206 даних; не пройшов розрахунок щодо ККД для 428 даних; не пройшов розрахунок щодо міри стиснення для 3 даних. Отже, розрахунок ФТС проведений для 50 % загальної кількості середньодобових даних, що надійшли. Отримані результати аналізу дозволили з необхідною достовірністю визначити ФТС ГПА для цієї КС.

Аналіз результатів визначення КТС ГПА

Зведені нижче результати містять середньозважені КТС ВЦН і ГТУ у функції часу напрацювання по окремих КС, а також КТС ВЦН і ГТУ усіх експлуатованих в УМГ ГПА на 31 січня 2015 року.

Середньозважені КТС ВЦН і ГТУ у функції часу оцінювалися за чотирма КС УМГ:

- КС 1 з ВЦН 655P2 КЛАРК;
- КС 2 з ВЦН PCL-804-2;
- КС 3 з ВЦН PCL-804-2;
- КС 4 з ВЦН 655P2 КЛАРК.

Як ілюстрації на рисунку 3.5 наведені графіки зміни КТС ВЦН за потужністю для ГПА 1 КС 1, розраховані за допомогою розробленого методу, а також графіки, розраховані відомими методами за результатами теплотехнічних випробувань.

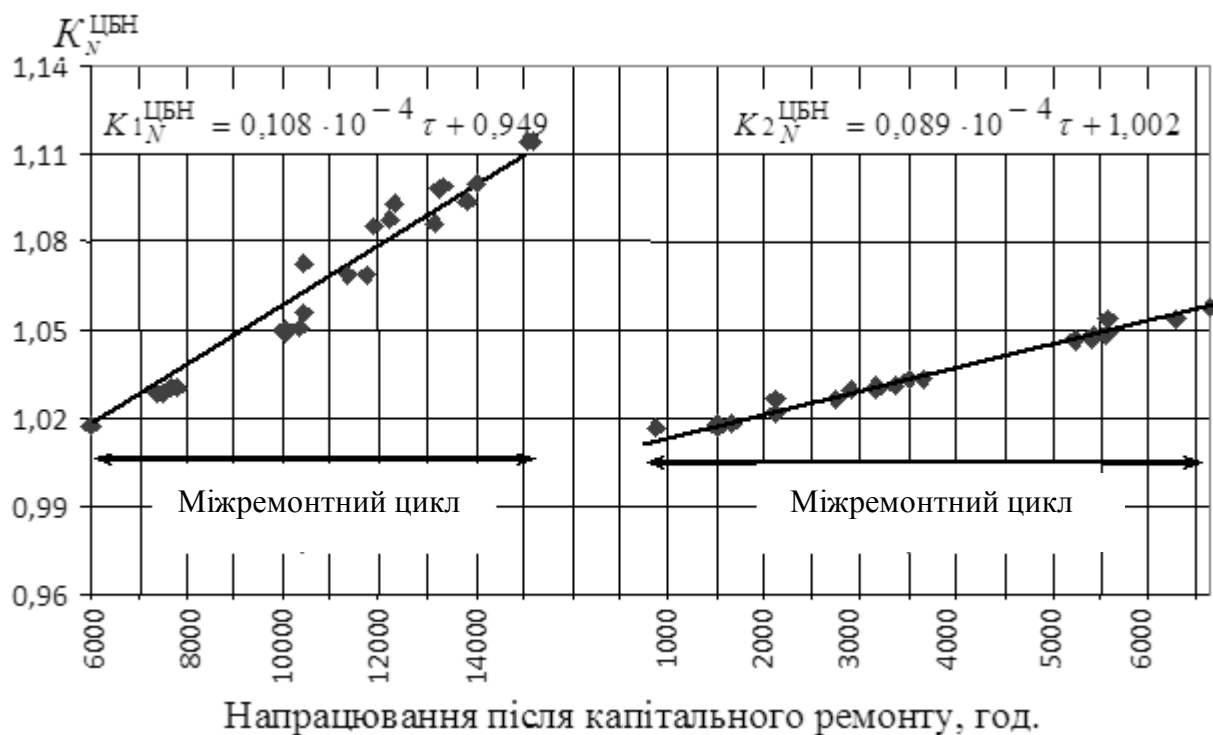


Рисунок 3.5 – Зміна середньозваженого КТС ВЦН за потужністю ГПА № 1 КС 1 з ВЦН 655P2 КЛАРК в міжремонтний період

На рисунку 3.5 окремими точками відображені значення КТС, що розрахованих за результатами теплотехнічних випробувань, а суцільний – по розробленому методу на основі узагальненого нормованого дефекту.

Функції зміни КТС від часу напрацювання після капітального ремонту в годиннику можуть бути представлені в наступному виді:

$$K_{1N_{cp}}^{ЦБН} = 0,108 \cdot 10^{-4} \cdot t + 0,949 \text{ – для першого міжремонтного циклу,}$$

$$K_{2N_{cp}}^{ЦБН} = 0,089 \cdot 10^{-4} \cdot t + 1,002 \text{ – для другого міжремонтного циклу,}$$

t – час напрацювання (у годинах) від останнього капітального ремонту.

Для аналізу достовірності отриманих результатів по цьому ГПА № 1 КС 1 з ВЦН 655P2 КЛАРК були проведені теплотехнічні випробування і відповідно до діючих методик визначені КТС.

Результати порівняльного аналізу наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати порівняння значень КТС ГПА № 1 КС 1 з ВЦН 655P2 КЛАРК

Інтервали міжремонтного циклу	КТС, що розраховані за фактичними характеристиками	КТС, що розраховані за теплотехнічними випробуваннями	Відносне відхилення КТС, %
початок – кінець			
КТС ВЦН за ККД			
09.09.2014 – 21.03.2016	0,972	0,963	0,9
	0,965	0,947	1,9
23.08.2014 – 09.07.2016	0,994	0,983	1,1
	0,98	0,968	1,2
КТС ВЦН за потужністю			
09.09.2014 – 21.03.2016	1,016	1,05	3,3
	1,113	1,13	1,5
23.08.2014 – 09.07.2016	1,013	1,034	2,0
	1,058	1,097	3,6
КТС ГТУ за ККД			
09.09.2014 – 21.03.2016	0,981	0,958	2,4
	0,952	0,94	1,2
23.08.2014 – 09.07.2016	0,975	0,948	2,8
	0,936	0,924	1,2
КТС ГТУ за потужністю			
09.09.2014 – 21.03.2016	0,928	0,913	1,6
	0,989	0,876	1,5
23.08.2014 – 09.07.2016	0,926	0,905	2,3
	0,894	0,882	1,3
КТС ГТУ за паливним газом			
09.09.2014 – 21.03.2016	1,015	1,042	2,6
	1,04	1,053	1,2
23.08.2014 – 09.07.2016	1,013	1,027	1,3
	1,055	1,08	2,3

Результати порівняння значень КТС, отриманих розрахунковим шляхом відповідно до розробленого методу зі значеннями результатів теплотехнічних випробувань показали, що середнє значення відхилення не перевищило 4 %. Разом із тим значення КТС ГПА знижуються від ремонту до ремонту, що пояснюється наявністю безповоротних процесів у вузлах ГПА. Значення середньозважених КТС по типах ВЦН для одного з УМГ наведені в таблиці 3.3.

Інформація про зміну КТС в часі по кожному ГПА і підсумкова інформація про ФТС усіх експлуатованих ГПА є основою для ухвалення рішення про реновацію енергообладнання, технічного обслуговування ГПА за «станом».

Таблиця 3.3 – Значення середньозважених КТС по типах ВЦН одного з УМГ

Тип ВЦН	КТС ВЦН за ККД	КТС ВЦН за потужністю
Н-650-21-1	0,953	1,021
Н-650-21-2	0,951	1,057
RF-2BB-30/76 COOPER BESSEMER	0,949	1,022
Н-235-21-1	0,947	1,025
655P2 КЛАРК	0,940	1,032
PCL-804-2/36	0,939	1,036
Н-6-56	0,938	1,020

3.4.4 Електронний атлас фактичних характеристик парку ВЦН ГПА газотранспортної системи

Моніторинг ФТС ГПА проводиться на основі розробленого Атласу фактичних характеристик ВЦН парку експлуатованих ГПА ГТС. Цей Атлас створений і періодично оновлюється за допомогою розробленого програмного комплексу оцінки ФТС ВЦН.

Атлас фактичних характеристик ВЦН парку експлуатованих ГПА газотранспортної системи створений відповідно до описаного вище методу оцінки ФТС, що передбачає «розщеплювання» середніх по цеху узагальнених дефектів на індивідуальні. Атлас також містить інформацію про значення узагальнених дефектів по кожному ВЦН.

При створенні Атласу використовувалися середньодобові дані диспетчерських журналів по усіх КС ГТС за останні 3 роки. У процесі визначення фактичних характеристик ВЦН аналізувалася достовірність вхідної інформації щодо виконання обмежень режимних параметрів стосовно:

зведеної міри стискування, політропного ККД і узагальненого дефекту. У разі невиконання будь-якого з зазначених обмежень формувалися відповідні ознаки недостовірності. За результатами обробки масивів вхідної інформації визначалася річна і підсумкова статистика достовірності. Ця статистика використовувалася, з одного боку, як оцінка міри достовірності отриманих фактичних характеристик ВЦН, а з другого, як основа для видачі рекомендацій обслуговуючому персоналові для перевірки каналів виміру цехових параметрів по тих КС, де відсоток недостовірної вхідної інформації перевищив задані межі. Наведені в Атласі фактичні характеристики ВЦН містять коефіцієнти апроксимації зведених витратно-напірних характеристик, характеристик політропного ККД і характеристик зведеної відносної внутрішньої потужності. Характеристики подані також у графічному вигляді. Крім того, в Атласі зведені паспортні характеристики усіх типів ВЦН, перераховані з урахуванням теплофізичних властивостей реальних газів відповідно до ISO 5389 : 1992 (E).

Як приклад графічного подання на рисунках 3.6 – 3.8 відображені паспортні і фактичні характеристики ВЦН ГПА № 1 КС 1 з ВЦН 655P2 КЛАРК. Пунктиром на рисунках зображені паспортні, а суцільною лінією – фактичні характеристики ВЦН. Передбачено оновлення фактичних характеристик усього парку ГПА з інтервалом 1 раз на місяць.

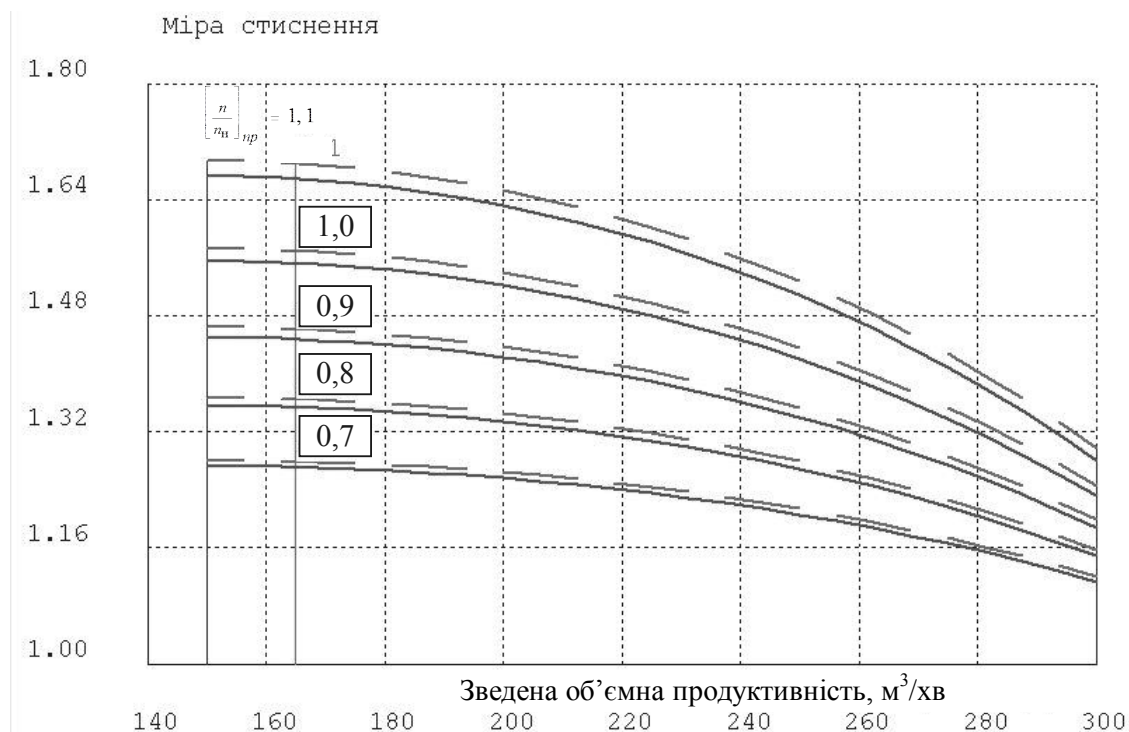


Рисунок 3.6 – Витратно-напірна характеристика ВЦН 655P2 КЛАРК ГПА 1
Цех 1 КС 1

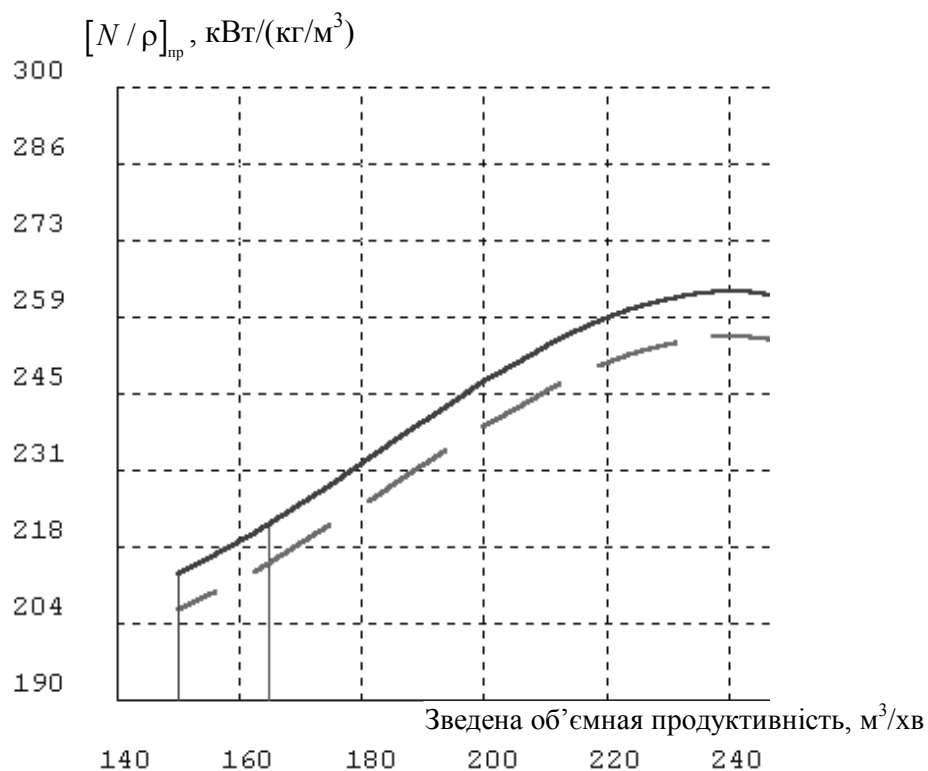


Рисунок 3.7 – Характеристика потужності ВЦН 655Р2 КЛАРК ГПА 1 Цех 1 КС 1

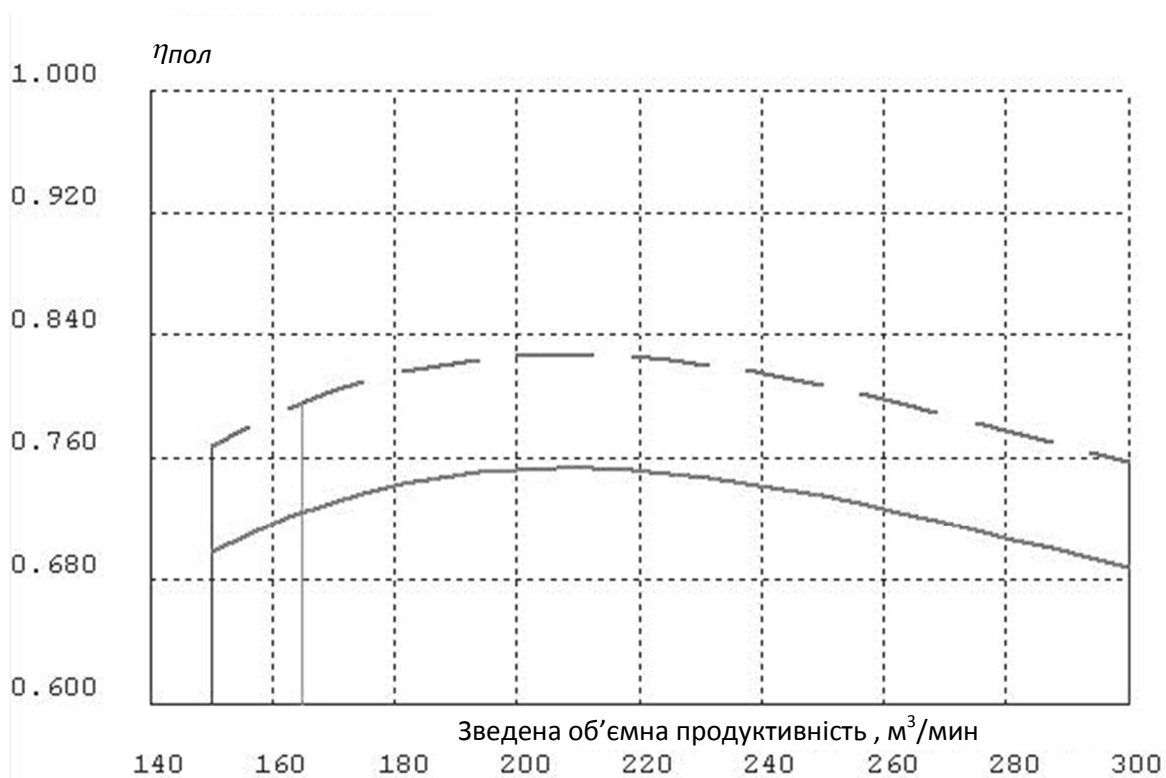


Рисунок 3.8 – Характеристика політропного ККД
ВЦН 655Р2 КЛАРК ГПА 1 Цех 1 КС 1

На підставі отриманих фактичних характеристик розраховують КТС ВЦН ГПА за ККД і потужністю у функції від зведеної об'ємної продуктивності.

Програмний комплекс моніторингу парку ГПА газотранспортної системи

Програмний комплекс моніторингу парку ГПА ГТС містить програмне забезпечення розрахунку оцінки ФТС ВЦН і програмне забезпечення розрахунку оцінки ФТС ГТУ.

Нижче описано програмне забезпечення розрахунку оцінки ФТС ВЦН.

Програмний комплекс вирішує такі завдання оцінки ФТС ВЦН:

- ведення і корекція нормативно-довідкової інформації (НДІ) за кожним експлуатованим типом ВЦН;
- визначення фактичних зведених характеристик ВЦН з аналізом достовірності вхідних даних;
- визначення режимних параметрів роботи ВЦН з дослідженням впливу зміни вимірюваних параметрів на результати оцінки ФТС;
- ведення статистичної бази даних фактичних зведених характеристик, коефіцієнтів технічного стану ВЦН, фактичного напрацювання і проведених ремонтів ВЦН;
- створення паперової версії Атласу фактичних характеристик ВЦН ГПА, що експлуатуються в ГТС.

Програмний комплекс має дворівневу структуру.

На верхньому рівні визначається така інформація:

- конкретне вирішуване завдання з перелічених вище;
- вихідні дані для вирішення завдання;
- вид вхідної інформації, на основі якої вирішується завдання оцінки ФТС ВЦН;
- налаштування програмного забезпечення на роботу з базами даних інших програм.

Для вибору конкретного вирішуваного завдання, виду вхідної інформації, завдання настроювань необхідно увійти у відповідне меню. Програмний комплекс при вході в меню «Задачі» формує наступні вікна, що відповідають сформульованим вище задачам: «НДІ», «Фактичні характеристики», «Режимні параметри», «База даних», «Атлас».

Для вирішення завдань верхнього рівня програмним комплексом формується основна форма програми, де подані:

- багаторівнева структура центрального апарату керування газотранспортної системи, разом із УМГ, КС, КЦ і ГПА;
- завдання оцінки ФТС ВЦН (меню «Завдання»);
- вид вхідної інформації, на основі якої вирішується конкретне вибране завдання (меню «Вх. інформація»);
- налаштування обміну з базами даних, що містять необхідну вхідну інформацію та інформацію для запису результатів розрахунків (меню «Сервіс»);

- налаштування дат розрахунку, вибір кількості записів (меню «Сервіс»), що відображаються; завершення роботи з програмним комплексом (меню «Вихід»);
- рекомендації щодо роботи з програмним комплексом (меню «Допомога»).

Для вибору конкретного вирішуваного завдання, виду вхідної інформації, завдання налаштувань необхідно увійти до відповідного меню.

Під час входу до меню «Вх. інформація» програмний комплекс формує вікна для завдання одного з видів вхідної інформації.

Вхідною інформацією є такі дані:

- добові цехові дані програмного комплексу «Експерт» (вікно «Експерт»);
- дані теплотехнічних вимірів окремих ВЦН (вікно «Тепл. випробування»);
- агрегатні дані КС (вікно «Дані КС»);
- дані користувача програмного комплексу (вікно «Дані користувача»).

Під час вибору «Експерт» в меню «Сервіс» -> «Налаштування» необхідно ввести інформацію про початок і закінчення інтервалу часу, за який визначаються фактичні характеристики ВЦН.

Під час вибору «Тепл. випробування» або «Дані КС» необхідно вказати файл, що містить відповідну вхідну інформацію.

Під час вибору «Дані користувача» вхідні дані задаються в процесі вирішення завдання.

Програмний комплекс при вході до меню «Сервіс» формує наступні вікна:

- експорт інформації до програмного комплексу «Експерт»;
- налаштування.

У вікні «Експорт» інформація про розраховані фактичні характеристик ВЦН ГПА і коефіцієнти технічного стану ГПА передаються до бази даних програмного комплексу «Експерт».

У вікні «Налаштування» визначається інформація, яку необхідно ввести для забезпечення обміну між програмними комплексами, опису шляхів доступу до баз даних, очищення тимчасових таблиць, вибору кількості записів для відображення режимних параметрів.

На нижньому рівні вирішується конкретне завдання, відображаються результати, проводиться контроль результатів з подальшим занесенням їх до бази даних.

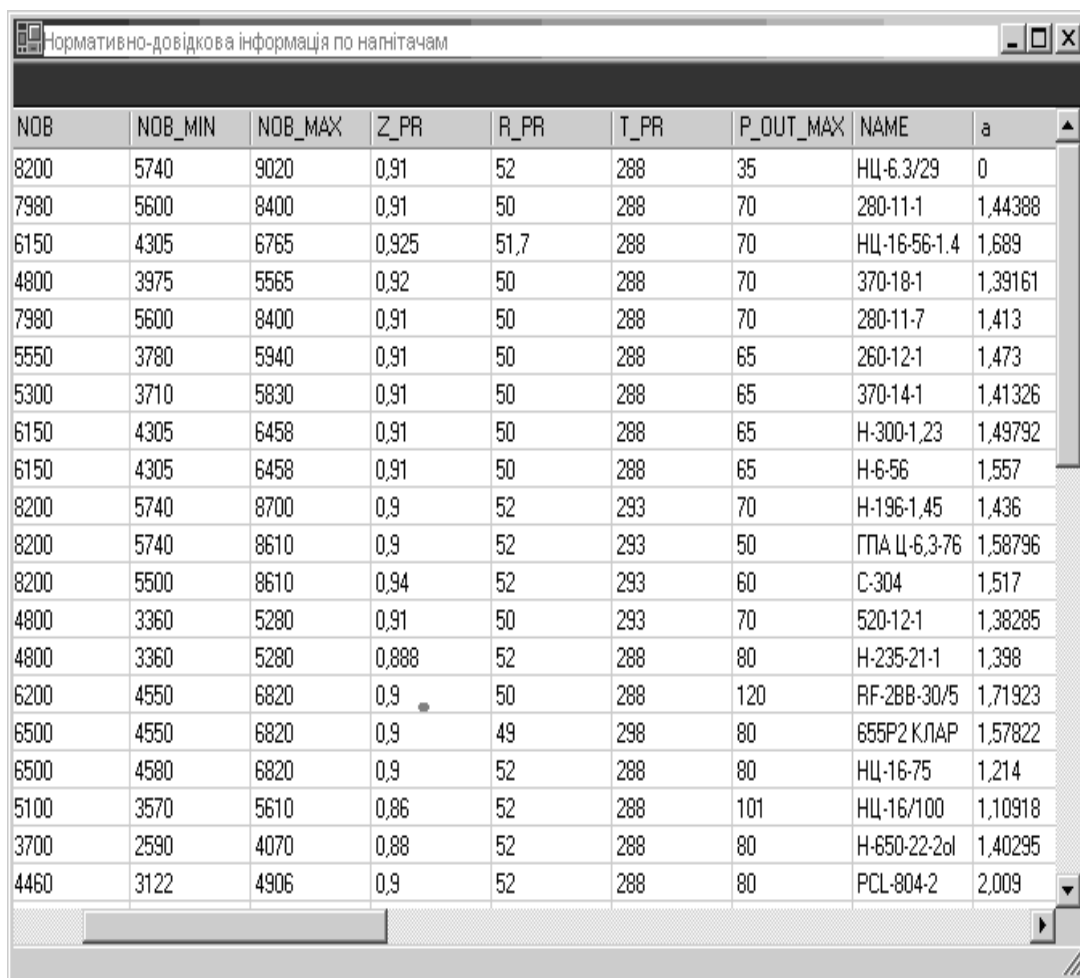
Робота з «НДІ»

Програмний комплекс реалізує такі функції роботи з «НДІ»: перегляд, корекцію, введення НДІ за новим типом ВЦН, виключення НДІ знятого з експлуатації типу ВЦН. Для виконання перерахованих функцій (за винятком перегляду) потрібне введення відповідного пароля. Крім того, корекція НДІ дозволена програмним комплексом тільки за окремими параметрами. У разі

введення інформації, яка виходить за межі заздалегідь заданого допустимого діапазону, програмний комплекс видає повідомлення про неприпустимість введення такої інформації. Вікно «НДІ» містить таку інформацію:

- номінальні, мінімальні і максимальні припустимі значення параметрів ВЦН, визначені за технічною документацією;
- параметри зведення паспортних характеристик ВЦН;
- паспортні характеристики ВЦН (зведена міра стискування, політропний ККД, зведена внутрішня відносна потужність у функції від зведеної об'ємної продуктивності), що подані у вигляді коефіцієнтів відповідних поліномів.

Вид вікна «НДІ» представлений на рисунку 3.9.



Нормативно-довідкова інформація по нагнітачам

NOB	NOB_MIN	NOB_MAX	Z_PR	R_PR	T_PR	P_OUT_MAX	NAME	a
8200	5740	9020	0,91	52	288	35	НЦ-6.3/29	0
7980	5600	8400	0,91	50	288	70	280-11-1	1,44388
6150	4305	6765	0,925	51,7	288	70	НЦ-16-56-1.4	1,689
4800	3975	5565	0,92	50	288	70	370-18-1	1,39161
7980	5600	8400	0,91	50	288	70	280-11-7	1,413
5550	3780	5940	0,91	50	288	65	260-12-1	1,473
5300	3710	5830	0,91	50	288	65	370-14-1	1,41326
6150	4305	6458	0,91	50	288	65	Н-300-1,23	1,49792
6150	4305	6458	0,91	50	288	65	Н-6-56	1,557
8200	5740	8700	0,9	52	293	70	Н-196-1,45	1,436
8200	5740	8610	0,9	52	293	50	ГПА Ц-6,3-76	1,58796
8200	5500	8610	0,94	52	293	60	С-304	1,517
4800	3360	5280	0,91	50	293	70	520-12-1	1,38285
4800	3360	5280	0,888	52	288	80	Н-235-21-1	1,398
6200	4550	6820	0,9	50	288	120	RF-28B-30/5	1,71923
6500	4550	6820	0,9	49	298	80	655P2 КЛАР	1,57822
6500	4580	6820	0,9	52	288	80	НЦ-16-75	1,214
5100	3570	5610	0,86	52	288	101	НЦ-16/100	1,10918
3700	2590	4070	0,88	52	288	80	Н-650-22-2d	1,40295
4460	3122	4906	0,9	52	288	80	PCL-804-2	2,009

Рисунок 3.9 – Вікно «НДІ»

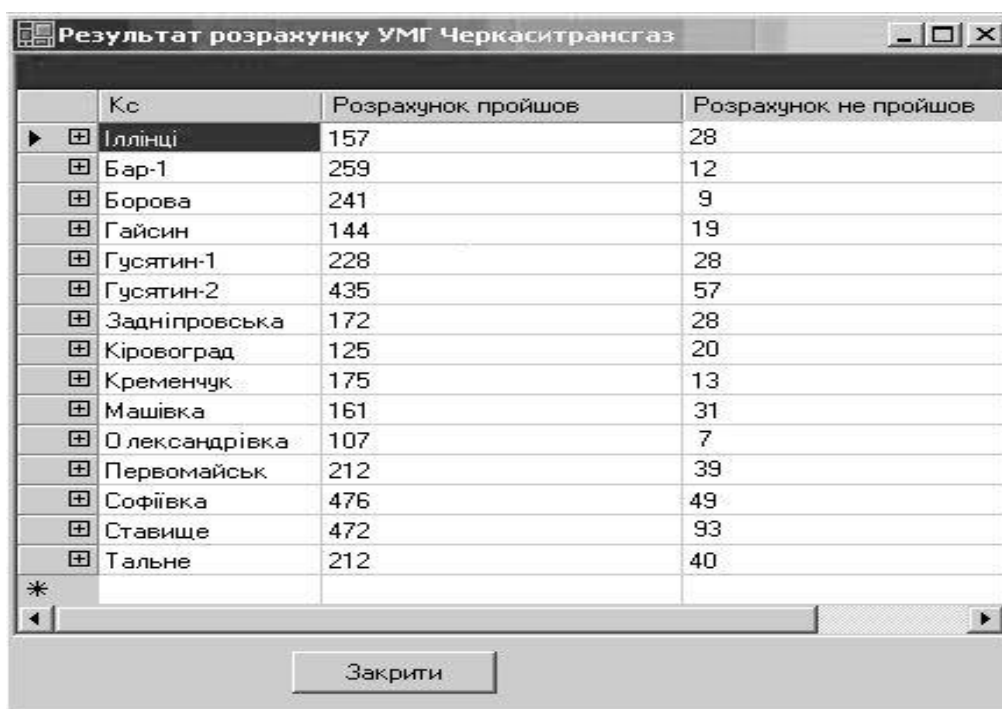
Визначення фактичних зведених характеристик ВЦН

У процесі вирішення цього завдання реалізуються три основні функції:

- контроль вхідної інформації на достовірність;
- безпосередньо розрахунок фактичних характеристик ВЦН;
- контроль розрахованих фактичних характеристик ВЦН.

Для вирішення завдання визначення фактичних зведених характеристик ВЦН виконуються такі види контролю вхідної інформації:

- повнота змісту записів за усіма вхідними параметрами КЦ або ГПА;
- припустимі діапазони зміни вхідних параметрів;
- припустимі діапазони зміни таких розрахункових параметрів: зведеної міри стиснення, політропного ККД, зведеної об'ємної продуктивності й узагальненого нормованого дефекту. Підсумкові результати контролю на достовірність вхідної інформації відображаються у вікні «Фактичні характеристики» у вигляді, що наведено на рисунку 3.10.



	Кс	Розрахунок пройшов	Розрахунок не пройшов
▶ ⊕ Іллінці		157	28
⊕ Бар-1		259	12
⊕ Борова		241	9
⊕ Гайсин		144	19
⊕ Гусятин-1		228	28
⊕ Гусятин-2		435	57
⊕ Задніпровська		172	28
⊕ Кіровоград		125	20
⊕ Кременчук		175	13
⊕ Машівка		161	31
⊕ Олександрівка		107	7
⊕ Первомайськ		212	39
⊕ Софіївка		476	49
⊕ Ставище		472	93
⊕ Тальне		212	40
*			

Рисунок 3.10 – Результати контролю вхідної інформації у вікні «Фактичні характеристики»

Для детальнішого перегляду результатів контролю необхідно натиснути на «+» ліворуч від КС, де будуть показані такі дані:

- загальна кількість даних, що надійшли на розрахунок;
- кількість даних, за якими розрахунок не пройшов. Причини: неповні або неприпустимі значення вхідних даних; неприпустимі значення зведеної міри стискування; неприпустимі значення політропного ККД; неприпустимі значення узагальненого нормованого дефекту.

В процесі розрахунку фактичних характеристик ВЦН у вікні «Фактичні характеристики» відображаються поточні значення відсотка КЦ, за якими розраховані фактичні характеристики і загальна кількість розрахунків.

Користувачеві програмного комплексу надається можливість проконтролювати розрахунок фактичних характеристик ВЦН, для чого необхідно виконати такі операції:

- вибрати відповідні УМГ, КС, КЦ і номер ГПА;
- вибрати з вхідних даних запис, за яким необхідно зробити розрахунок режимних параметрів ВЦН;
- натиснути кнопку «Розрахунок» у вікні «Фактичні характеристики».

У вікні «Фактичні характеристики» відображуються графіки паспортних і фактичних характеристик вибраного ВЦН ГПА і вхідні дані, за якими зроблено розрахунок (рис. 3.11).

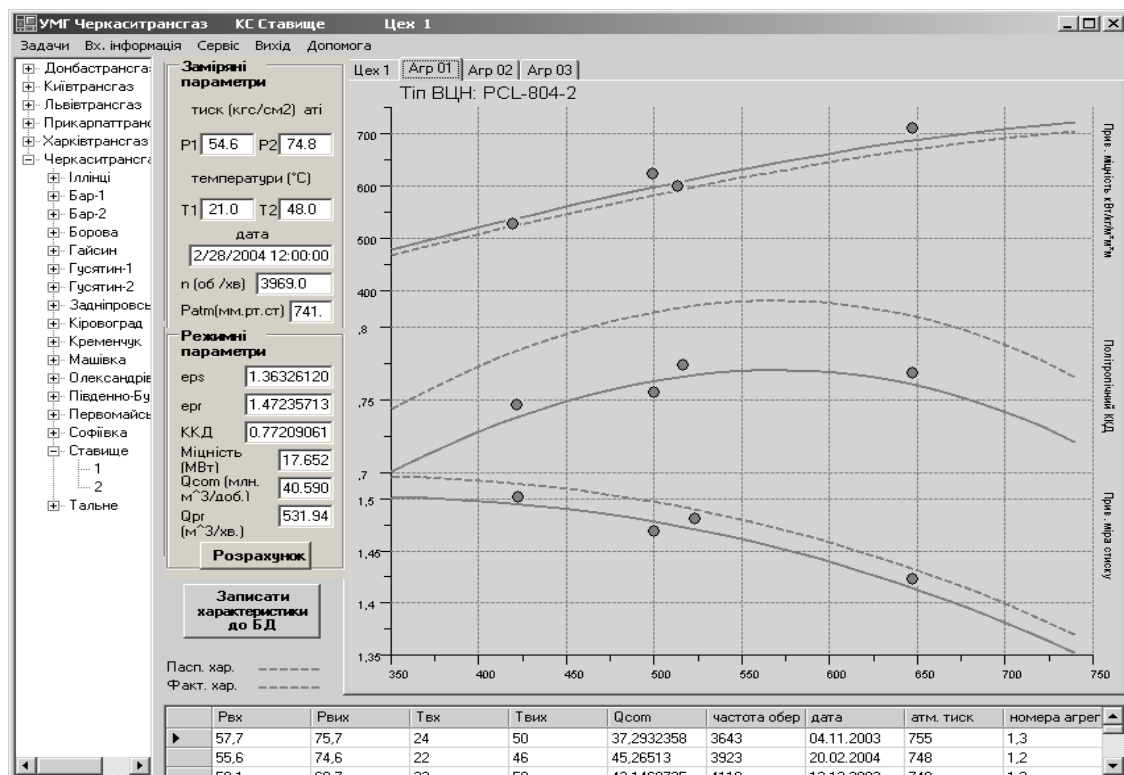


Рисунок 3.11 – Вікно «Фактичні характеристики»

Після розрахунку режимних параметрів ВЦН програмний комплекс відображає значення цих параметрів у відповідних вікнах, а також графічно відображає точки режимних параметрів, які належать обраним даним вхідної інформації.

Контроль здійснюється через аналіз положення декількох точок режимних параметрів обраних записів відносно розрахованих характеристик. У разі відсутності зауважень до розрахованих фактичних характеристик, для обраних ВЦН ГПА, користувач натискає кнопку «Записати характеристики до БД». Фактичні характеристики ВЦН у вигляді коефіцієнтів поліномів записуються у БД. В іншому випадку додатково аналізується НДІ та вхідна інформація.

Визначення режимних параметрів роботи ВЦН

Це завдання реалізує такі функції:

- визначення режимних параметрів роботи ВЦН за оперативними даними на основі фактичних зведених характеристик, що зберігаються у БД;
- дослідження впливу зміни параметрів ВЦН на його режимні параметри.

Для визначення режимних параметрів роботи ВЦН користувачеві необхідно у вікні «Режимні параметри»: вибрати УМГ, КС, КЦ і номер ГПА; задати у відповідних вікнах параметри ВЦН.

У вікні відображаються паспортні та фактичні характеристики. Після натиснення кнопки «Розрахунок» здійснюється розрахунок і результати розрахунку відображуються в числовому і графічному вигляді (рис. 3.12).

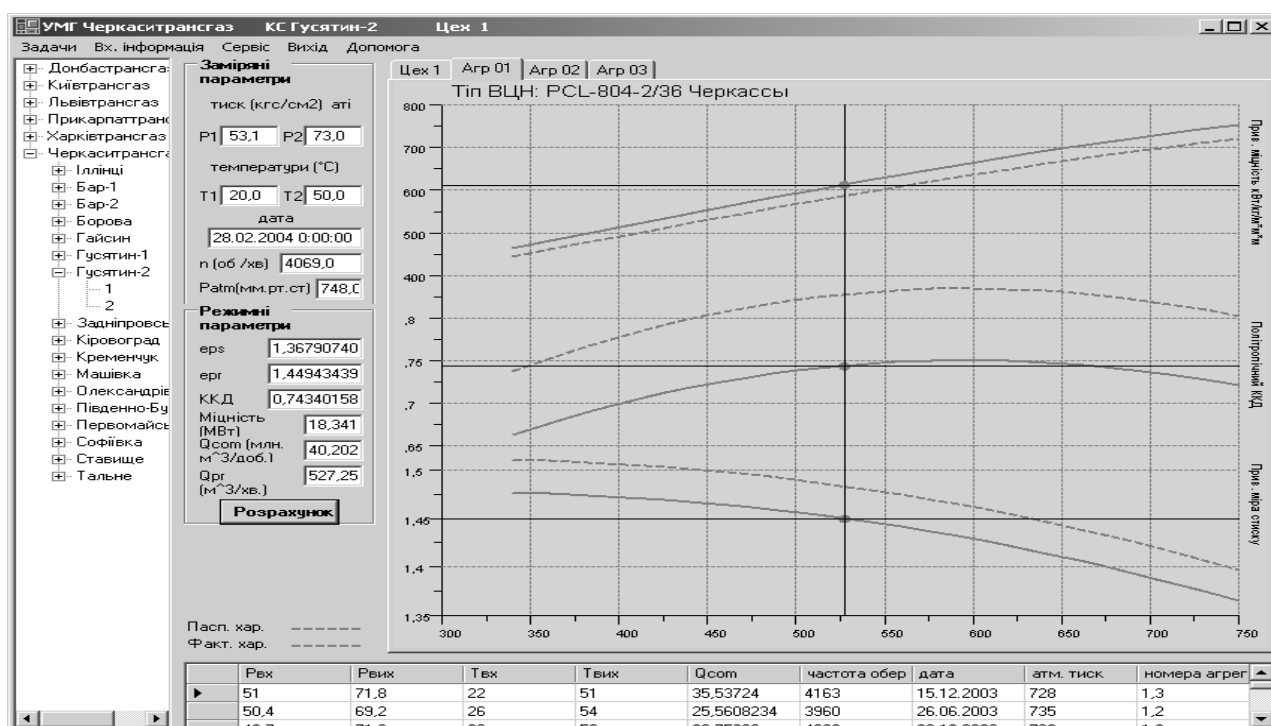


Рисунок 3.12 – Вікно «Режимні параметри»

Для дослідження впливу зміни параметрів ВЦН на режимні параметри у вікнах завдання параметрів необхідно зробити відповідні зміни параметрів і натиснути кнопку «Розрахунок». Вплив зміни параметрів оцінюється за зміною точки режимних параметрів на графіках.

Ведення статистичної бази даних фактичних зведених характеристик

Під час вирішення цього завдання реалізуються функції перегляду такої інформації БД (рис. 3.13):

- фактичних зведених характеристик ВЦН на моменти останнього і попереднього їх розрахунку;

- коефіцієнти технічного стану на усі моменти визначення фактичних характеристик ВЦН;
- фактичного напруцювання і проведених ремонтів ВЦН від моменту останнього розрахунку і сумарного фактичного напруцювання ВЦН.

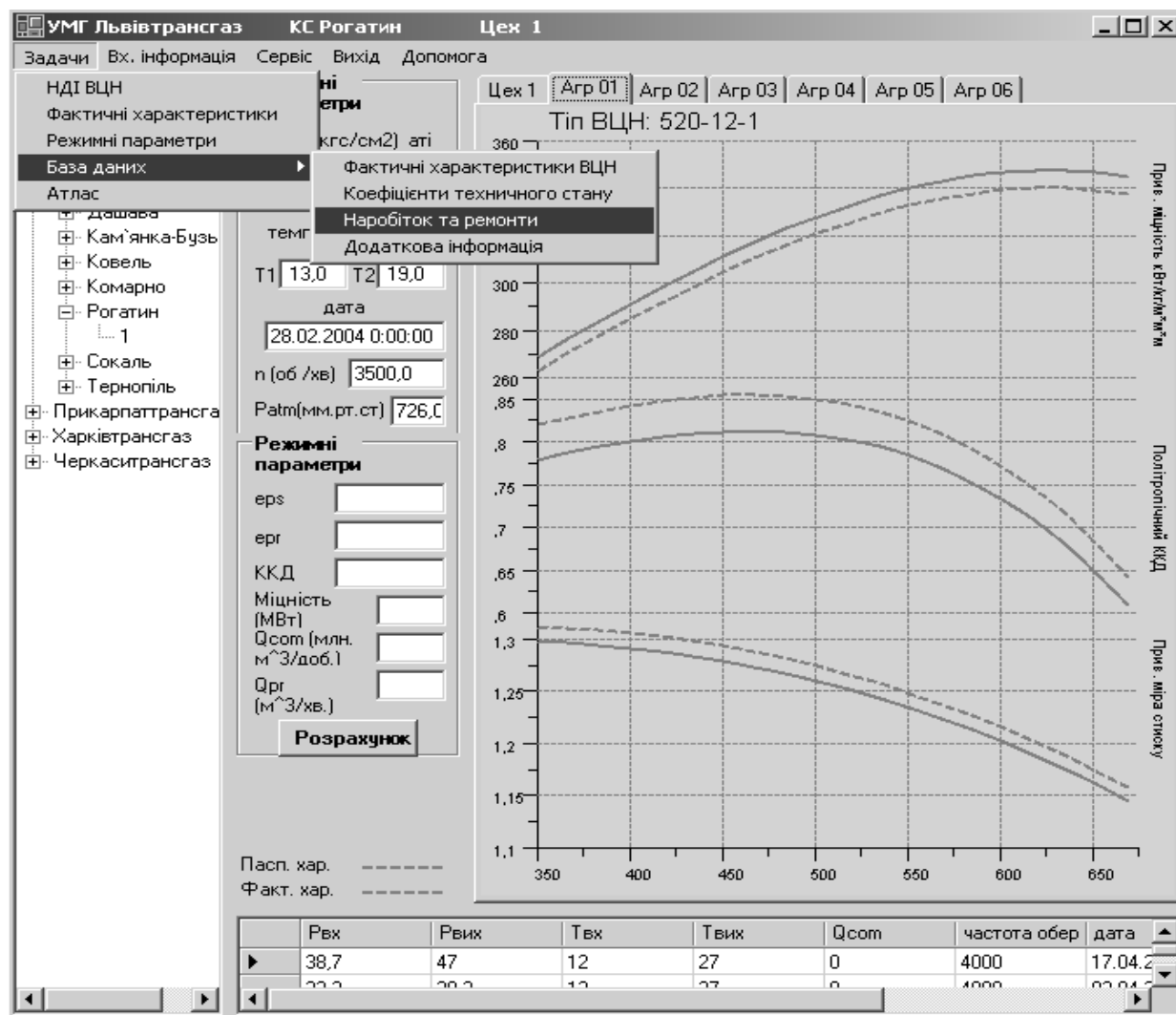


Рисунок 3.13. – Вікно «База даних»

Для одержання необхідної інформації необхідно вказати УМГ, КС, КЦ і номери ГПА. Потім обрати відповідне меню.

Програмний комплекс здійснює статистичну обробку інформації і надає користувачеві можливість отримання необхідних даних за різними типами ВЦН залежно від термінів напруцювання; для різних УМГ і КС, а також за зміною КТС у функції від термінів проведення ремонтів.

Створення паперової версії «Атласу фактичних характеристик» ВЦН ГПА

Програмний комплекс забезпечує випуск паперової версії «Атласу фактичних характеристик» ВЦН по окремому УМГ або по окремій КС. Для цього необхідно у вікні «Атлас» вказати конкретне УМГ, або УМГ і КС.

Вигляд вікна «Атлас» наведено на рисунку 3.14.

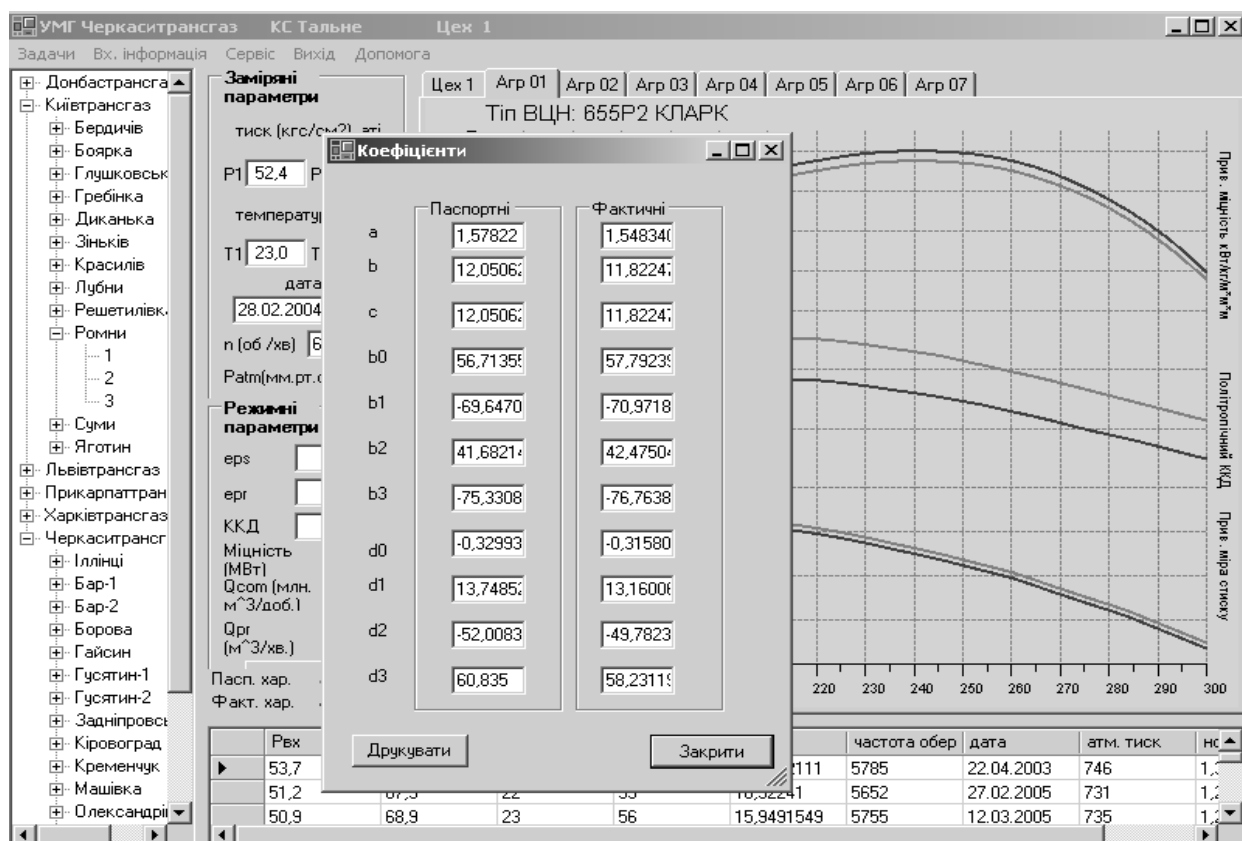


Рисунок 3.14 – Вікно «Атлас»

Перед запуском друку користувачеві надається можливість перегляду фактичних характеристик ВЦН, що будуть надруковані. Ці характеристики подаються у вигляді коефіцієнтів апроксимованих поліномів і в графічному вигляді. Друк здійснюється після перевірки представленої на екрані інформації і натиснення відповідної кнопки у вікні «Атлас».

Питання для самоперевірки

1. Які загальні вимоги пред'являються до MES-систем у структурі КАСК?
2. Яке функціональне призначення MES-систем у структурі інтегрованих автоматизованих систем керування?
3. Який вигляд має функціональна модель MES-системи для оперативного керування компресорної станції?
4. Який основний склад регламентованих функцій АСК оперативним виробництвом класу MES-систем входить у міжнародний стандарт ANSI/ISA-95 (IEC/ISO 62264)?
5. Які основні завдання потрібно вирішувати для оптимізації режиму роботи компресорного цеху, компресорної станції?

6. Опишіть функціональну структуру автоматизованої системи керування та регулювання компресорних станцій.

7. Які завдання вирішує система автоматизованого регулювання режиму компресорного цеху?

8. Які функціональні завдання входять у підсистему діагностики ФТС ГПА в складі САК КС?

9. З якою метою необхідно коригувати паспортні характеристики ГПА в процесі його експлуатації?

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ахмедзянов А. М. Диагностика состояния ВРД по термогазодинамическим параметрам / А. М. Ахмедзянов, Н. Г. Дубравский, А. П. Тунаков; – М. : Машиностроение, 1983. – 206 с.
2. Андреев Е. Б. Программные средства систем управления технологическими процессами в нефтяной и газовой промышленности : учеб. пособие / Е. Б. Андреев, В. Е. Попадьюко. – М. : Нефть и газ, 2005. – 268 с.
3. Альбом характеристик центробежных нагнетателей природного газа. – М. : ВНИИГаз, 1985. – 87 с.
4. Абагин В. В. Эксплуатационная документация / Диспетчерская автоматизированная система контроля и управления технологическими процессами. Руководство оператора ЭВМ, диспетчера, технолога. – Тюмень : ЗАО АСУ Технология, 2004. – 255 с.
5. Беккер М. В. Досвід розробки та впровадження альбому фактичних характеристик ВЦН ГПА / М. В. Беккер, Б. С. Ільченко, О. О. Прищепо // Нафтова і газова промисловість. – 2004. – № 2. – с. 45 – 46.
6. Бессекерский В. А. Теория систем автоматического управления / В. А. Бессекерский, Е. П. Попов. – СПб. : Профессия, 2004. – 768 с.
7. Бухаленко Б. И. Автоматизация объектов магистральных нефтепроводов / Б. И. Бухаленко. – М. : Мир, 2001. – 165 с.
8. Бабаев С. Г. Структура системы автоматики / С. Г. Бабаев. – Тюмень : Вектор Бук, 2003. – 140 с.
9. Информационные технологии для задач управления газотранспортным предприятием / А. А. Басавин, А. А. Калмыков, С. В. Поршнев, А. Н. Любашин и др. // Мир компьютерной автоматизации. – 2004. – № 1. – С. 52 – 58.
10. Варламов Г. Б. Алгоритм параметрической идентификации фактических характеристик газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций / Г. Б. Варламов, К. О. Приймак // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – № 12. – 2011. – С. 66 – 72.
11. Воройский Ф. С. Информатика: энциклопедический систематизированный словарь-справочник. (Введение в современные информационные и телекоммуникационные технологии в терминах и фактах). – М. : Физматлит, 2007. – 760 с.
12. Ерофеев А. А. Теория автоматического управления: учебник для студентов вузов / А. А. Ерофеев. – 2-е изд., доп. и перераб. – СПб. : Политехника, 2001. – 302 с.
13. Егупов Н. Д. Методы классической и современной теории автоматического управления. Синтез регуляторов систем автоматического

управления: в 5 т. / Н. Д. Егупов, К. А. Пупков. – М. : МГТУ им. Баумана, 2004. – Т. 3. – 616 с.

14. Зарицкий С. П. Достоверность и эффективность диагностирования ГПА / С. П. Зарицкий, В. Г. Семичасов // Научно-тех. сборник. – 2000. – № 4. – С. 3 – 6.

15. Зарицкий С. П. Развитие систем диагностического обслуживания газоперекачивающих агрегатов / С. П. Зарицкий // Макс Пресс, – 2007 г. – С. 150 – 152.

16. Ильченко Б. С. Определение фактических параметров и характеристик ГТУ в условиях эксплуатации / Б. С. Ильченко // Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання : Зб. наук. пр. – Харків : Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Подгорного НАН України. – 2003. – Т. 1. – С. 326 – 332.

17. Ильченко Б. С. Определение фактического функционально-технического состояния центробежных нагнетателей газоперекачивающих агрегатов ДК «Укртрансгаз» по данным штатных измерений / Б.С. Ильченко // Проблемы машиностроения. – 2003. – № 1. – С. 58 – 64.

18. Ильченко Б. С. Діагностування функціонально-технічного стану газоперекачувальних агрегатів : монографія / Б. С. Ильченко; Харків. нац. акад. міськ. госп-ва. – Харків : ХНАМГ, 2011. – 228 с.

19. Ильченко Б. С. Анализ и выбор оценок функционально-технического состояния газоперекачивающих агрегатов в системах автоматизированного управления компрессорного цеха / Б. С. Ильченко, Б. И. Измалков // Проблемы машиностроения. – 2004. – № 1. – С. 21 – 30.

20. Ильченко Б. С. Определение коэффициентов технического состояния ЦБН и ГТУ ГПА по данным штатных измерений / Б. С. Ильченко, Б. И. Измалков, О. В. Шатаев // Вестник науки и техники. – 2004. – Вып. 2(17). – С. 10 – 17.

21. Ковалко М. П. Методи та засоби підвищення ефективності функціонування систем трубопроводного транспорту газу / М. П. Ковалко. – Київ : Українські енциклопедичні знання, 2001. – 287 с.

22. Купреев Е. И. Параметрическая диагностика газоперекачивающих агрегатов / Е. И. Купреев // Энергия и менеджмент. – № 3. – 2016.

23. Кривошеев И. А. Метод диагностики газотурбинных приводов в составе газоперекачивающих агрегатов / И. А. Кривошеев, Н. В. Симонов, А. В. Суханов // Международный научно-исследовательский журнал «Успехи современной науки». – № 11, том 5. – 2016 г.

24. Комиссарчик В. Ф. Автоматическое регулирование технологических процессов: учеб. пособие / В. Ф. Комиссарчик. – Тверь : Тверской государственный технический университет, 2001. – 248 с.
25. Козаченко А. Н. Эксплуатация компрессорных станций магистральных газопроводов / А. Н. Козаченко. – М. : Нефть и газ, 1999. – 463 с.
26. Маляренко В. А. Основи теплофізики будівель та енергозбереження : Підручник. – 2-е вид. / В. А. Маляренко. – Харків : Видавництво САГА, 2009. – 484 с.
27. Микаэлян Э. А. Эксплуатация газотурбинных газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций на газопроводах / Э. А. Микаэлян. – М. : Недра, 1994. – 304 с.
28. Методы классической и современной теории автоматического управления : учебник в 5 т. / Под ред. К. А. Пупкова, Н. Д. Егупова. – М : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – Т. 2. – 640 с.
29. Основные направления развития и технико-технологические решения в газоперекачивающей технике для компрессорных станций / Материалы научно-технического совета ОАО «Газпром». – Москва, 2007, июнь.
30. Основы энергосберегающих технологий трубопроводного транспорта природных газов / Б. П. Поршаков, А. А. Апостолов, А. Ф. Калинин, С. М. Купцов, А. С. Лопатин, К. Х. Шютиди. – М. : РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2004. – 180 с.
31. Особенности построения мониторинговых систем и оценок показателей производственных процессов для автоматизированного диспетчерского управления в нефтегазовом комплексе / Л. И. Григорьев, Е. С. Микова, В. Н. Русев // Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности. – 2014. – № 9. – С. 6 – 13.
32. Повышение эффективности эксплуатации энергопривода компрессорных станций / Б. П. Поршаков, А. С. Лопатин, А. М. Назарьина, А. С. Рябченко. – М. : Энергия, 1992. – 324 с.
33. Патон Б. Какие промышленные газотурбинные двигатели нужны украинской ГТС / Б. Патон, А. Халатов // ZN, UA 11 июля, 2011.
34. Прахова М. Ю. Автоматизация производственных процессов в трубопроводном транспорте : учеб. пособие. – Уфа: УГНТУ, 2000. – 146 с.
35. Схиртладзе А. Г. Автоматизация технологических процессов и производств : учебник / А. Г. Схиртладзе, А. В. Федотов, В. Г. Хомченко. – М. : 2009. – 40 с.
36. Панкратов В. С. Разработка и эксплуатация АСУ газотранспортными системами / В. С. Панкратов, Р. Я. Берман. – Ленинград : Недра, 1982. – 358 с.

37. Перечень приоритетных научно-технических проблем ОАО «Газпром» на 2002 – 2006 гг. – М. : ИРЦ Газпром, 2002. – 14 с.
38. Панкратов В. С. Развитие АСДУ ГТП на базе современных SCADA-систем / В. С. Панкратов, С. А. Сарданашвили, С. А. Николаевская. – М. : ООО «ИРЦ Газпром», 2001. – 67 с.
39. Пономарьов Ю. В. Автоматизація управління ГТС: стан та перспективи розвитку з використанням MES / Ю. В. Пономарьов, М. Г. Притула, О. М. Химко, В. Ф. Чекурін // Нафтогазова галузь України. – 2015. – № 5. – С. 40 – 45.
40. Селезнев В. Е. Методы и технологии численного моделирования газопроводных систем / В. Е. Селезнев, В. В. Алешин, Г. С. Клишин. – М. : Едиториал УРСС. – 2002. – 448 с.
41. Селезнев К. П. Теория и расчет турбокомпрессоров / К. П. Селезнев, Ю. С. Подобуев, С. А. Анисимов; – Ленинград : Машиностроение, 1968. – 406 с.
42. Стельмах М. В. Совершенствование методов технической диагностики газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом / М. В. Стельмах, И. А. Кривошеев, И. М. Грюнов // Современные проблемы науки и образования. – 2015. – № 1.
43. Семушкин А. В. Методические принципы параметрической диагностики технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов / А. В. Семушкин, А. О. Подлозный, Е. А. Черникова, В. А. Шуровский // Научно-технический сборник «Вести газовой науки», 2015.
44. Суханов В. А. Автоматическое регулирование и оперативное управление на основе программно-технических комплексов : учеб. пособие / В. А. Суханов. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. – 88 с.
45. Усовершенствованный алгоритм оценки и прогнозирования показателей надежности ГПА и САУ на основе статистических данных об отказах / Кучерявый В. В. // Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности. – 2014. – № 12. – С. 31 – 34.
46. Borisenko V. The complex unified evolutionary to the creation of the multilevel distributed control system of a gas-transport company / V. Borisenko, B. Kluk, Y. Ponomaryov, A. Starovoytov // International Journal “Information Technologies and Knowledge”. – 2008, – Vol. 2, – № 4. – P. 89 – 91.
47. Chekurin V. A mathematical model for evaluation the efficiency of gas-main pipelines in transient operational modes / V. Chekurin, Y. Ponomaryov, O. Khymko // ECON TECHMOD (International Quarterly Journal on Economics of Technology and Modelling Processes). – 2015. – Vol. 04, – № 3. – P. 25 – 32.

48. Mrozek A. 1992. Rough Sets in Computer Implementation of Rule-Based Control of Industrial Process. Intelligent Decision Support – Handbook of Applications and Advances of the Rough Sets Theory, Ed. R. Slowinski, – p. 19 – 32. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands.

49. Pawlak Z. 1991. Rough Sets – Theoretical Aspects of Reasoning about Data. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands.

50. Grefenstette J. J. (Ed.). 1994. Genetic Algorithms for Machine Learning. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands.

51. Quinlan J. R. 1992. C4.5: Programs for Machine Learning. Morgan Kaufmann, San Mateo, CA. Slowinski, – K. : 1992. Rough Classification of HSV Patients. In Intelligent Decision Support – Handbook of Applications and Advances of the Rough Sets Theory, Ed. R. Slowinski, – pp. 77 – 94. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands.

Навчальне видання

ІЛЬЧЕНКО Борис Самуїлович
МАЛЯРЕНКО Віталій Андрійович
ПОНОМАРЬОВ Юрій Володимирович
ФІШ Світлана Борисівна

**ДІАГНОСТУВАННЯ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ
В АСК ТП ГАЗОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ**

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

Відповідальний за випуск *І. І. Капцов*

Редактор *О. В. Михаленко*
Комп'ютерне верстання *К. М. Палєєва*
Дизайн обкладинки *Т. А. Лазуренко*

Підп. до друку 28.03.2018. Формат 60 × 84/16.
Друк на ризографі. Ум. друк. арк. 6,5.
Тираж 60 пр. Зам. №

Видавець і виготовлювач:
Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, 61002.
Електронна адреса: rectorat@kname.edu.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК № 5328 від 11.04.2017.